

TUGAS AKHIR
(KS 1701)

ANALISA TEKNIS KERETAKAN INTERMEDIATE
SHAFT KM. SURYA TULUS



RSSP
623.87
Gde
a-1
2002

Oleh:

GDE INDRAWAN M

4298100008

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA

2002

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	20/09/02
Terima Dari	H
No. A. pada Bp	71 6428

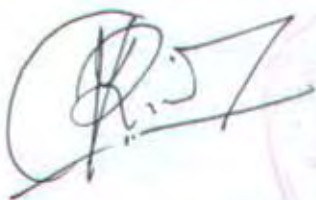
ANALISA TEKNIS KERETAKAN INTERMEDIATE SHAFT KM. SURYA TULUS

TUGAS AKHIR

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya**

Mengetahui / Menyetujui


Dosen Pembimbing I



Ir. I Made Ariana, MT.
NIP. 132 133 971



Dosen Pembimbing II



Ir. Soemartojo W.A.
NIP. 130 355 300

ABSTRAK

Keretakan intermediate shaft KM. Surya Tulus yang terjadi pada pertengahan bulan Desember 2001 sangat merugikan pihak PT. Pelayaran Surya sebagai pemilik kapal. Keretakan itu dapat terjadi karena material intermediate shaft mengalami kelelahan yang disebabkan oleh adanya pembebanan yang berlebihan pada struktur intermediate shaft sebagai akibat terjadinya getaran torsional pada poros tersebut. Getaran torsional merupakan bahaya potensial pada semua sistem perporosan yang berputar apalagi pada sistem yang memakai reciprocating engine seperti motor diesel sebagai sumber tenaga. Selanjutnya getaran torsional tersebut akan menyebabkan terjadinya tegangan pada intermediate shaft dan bila tegangan yang terjadi melebihi dari tegangan yang diijinkan pada material intermediate shaft maka tegangan ini akan menyebabkan terjadinya pembebanan yang berlebihan pada material poros yang digunakan. Dari analisa getaran torsional yang dilakukan akhirnya dapat diketahui bahwa tingkat getaran torsional yang terjadi pada sistem propulsi KM. Surya Tulus masih berada dalam kondisi yang diijinkan.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa, akhirnya tugas akhir ini dapat diselesaikan meskipun penulis menyadari bahwa masih banyak terdapat kekurangan di dalamnya. Tugas akhir ini merupakan suatu kewajiban sebagai persyaratan untuk menyelesaikan study di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah memberikan bantuan baik berupa materi atau moril, sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan.

Secara khusus penulis mengucapkan terima kasih kepada :

- ❑ Orang tua untuk doa dan dukungan yang telah diberikan.
- ❑ Bapak Ir. Made Ariana, MT selaku dosen pembimbing I yang telah dengan sabar membimbing sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan.
- ❑ Bapak Ir. Soemartoyo selaku dosen pembimbing II yang telah meluangkan waktunya untuk memberikan bimbingan dan saran-saran.
- ❑ Bapak Made Hermawan di PT. PAL untuk informasi awal dan data-data awal penulisan tugas akhir ini.
- ❑ Mas Kresno (ME '94) di PT. Pelayaran Surya untuk informasi, data, dan perhatiannya selama pencarian data di sana.
- ❑ Warga SISKAL '98 , untuk semua kenangan manis yang pernah kita lalui bersama.
- ❑ Rekan-rekan di kontrakan dan warga TPKH yang telah banyak memberikan canda tawa.

Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, oleh karena itu penulis mohon maaf yang sebesar-besarnya apabila terjadi kekeliruan dalam penulisan tugas akhir ini.

Akhir kata semoga tugas akhir ini berguna dan banyak memberikan manfaat bagi penulis, pihak Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, dan pembaca.

Surabaya, Agustus 2002

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul	
Lembar Pengesahan	
Abstrak	i
Kata Pengantar	ii
Daftar Isi	iv
Daftar Gambar	vi
Daftar Tabel	vii
BAB I Pendahuluan	
1.1 Latar Belakang	I – 1
1.2 Perumusan Masalah	I – 2
1.3 Batasan Masalah	I – 3
1.4 Tujuan Penulisan	I – 3
1.5 Manfaat Penulisan	I – 3
1.6 Metode Penulisan	I – 3
BAB II Teori Getaran Torsional	
2.1 Persamaan Getaran Torsional	II – 1
2.2 Penyelesaian Getaran Torsional	II – 2
2.3 Getaran Torsional Pada Sistem Perporosan	II – 5
2.4 Torsi Eksitasi Motor Diesel	II – 6
2.5 Torsi Eksitasi Propeller	II – 7
2.6 Amplitudo Getaran Torsional Pada Massa Pertama	II – 8
2.7 Tegangan Geser yang Ditimbulkan Getaran Torsional	II – 10
2.8 Parameter Getaran Torsional Pada Sistem Propulsi	II – 10
2.9 Tegangan Geser yang Diijinkan Akibat Getaran Torsional Menurut BKI	II – 15

2.10 Aligment Poros	II – 17
BAB III Analisa Getaran Torsional Sistem Propulsi KM. Surya Tulus	
3.1 Data Komponen Propulsi KM. Surya Tulus	III – 1
3.2 Pemodelan Sistem Propulsi KM. Surya Tulus	III – 3
3.3 Perhitungan Parameter Getaran Torsional	III – 4
3.4 Frekuensi Natural Dan Kecepatan Kritis	III – 8
3.5 Perhitungan Amplitudo Sebenarnya Pada Massa Pertama	III – 9
3.6 Torsi Eksitasi	III – 15
3.7 Perhitungan Getaran Paksa	III – 18
3.6 Torsi Eksitasi	III – 15
BAB IV Hasil Analisa Getaran Torsional	
4.1 Tegangan Geser Intermediate Shaft	IV – 1
4.2 Tegangan Geser yang Diijinkan Akibat Getaran Torsional Menurut BKI	IV – 2
4.1 Tegangan Geser Intermediate Shaft	IV – 1
BAB V Visualisasi Distribusi Tegangan Dengan Program SAP 2000	V - 1
BAB VI Pemeriksaan Round Dan Face	VI - 1
BAB VII Kesimpulan	VII - 1
Daftar Pustaka	
Lampiran	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Sistem dengan dua massa dan satu poros	II – 1
Gambar 2.2 Dimensi crank shaft	II – 14
Gambar 2.3 Deformasi segmen balok dalam lenturan	II – 20
Gambar 2.4 Momen dan hubungannya dengan kurva	II – 22
Gambar 3.1 Dimensi crank shaft	III – 2
Gambar 3.2 Pemodelan sistem propulsi KM. Surya Tulus untuk getaran bebas	III – 3
Gambar 3.3 Pemodelan sistem propulsi KM. Surya Tulus untuk getaran paksa	III – 18
Gambar 6.1 Posisi face	VI – 1
Gambar 6.2 Posisi round	VI – 1
Gambar 6.3 Posisi round dan face yang diukur	VI – 2

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Metode Holzer	II – 3
Tabel 3.1 Kecepatan kritis	III – 9
Tabel 3.2 harga t_j	III – 10
Tabel 3.3 nilai $\sum \alpha$ untuk orde 5	III – 11
Tabel 3.4 nilai $\sum \alpha$ untuk orde 6	III – 11
Tabel 3.5 nilai $\sum \alpha$ untuk orde 7	III – 11
Tabel 3.6 nilai $\sum \alpha$ untuk orde 8	III – 12
Tabel 3.7 nilai $\sum \alpha$ untuk orde 9	III – 12
Tabel 3.8 nilai $\sum \alpha$ untuk orde 10	III – 12
Tabel 3.9 Nilai θ_0	III – 13
Tabel 3.10 Nilai M_E	III – 13
Tabel 3.11 Nilai M_P	III – 14
Tabel 3.12 Nilai keseluruhan dynamic magnifier	III – 15
Tabel 3.13 Nilai amplitudo yang sebenarnya pada cylinder pertama	III – 15
Tabel 3.14 Nilai momen harmonik untuk k order	III – 16
Tabel 3.15 Nilai torsi eksitasi engine	III – 17
Tabel 3.16 Nilai torsi eksitasi propeller	III – 17
Tabel 3.17 Nilai amplitudo pada $N_{cr} = 163,6973$ rpm	III – 24
Tabel 3.18 Nilai amplitudo pada $N_{cr} = 140,312$ rpm	III – 25
Tabel 3.19 Nilai amplitudo pada $N_{cr} = 122,773$ rpm	III – 26
Tabel 3.20 Nilai amplitudo pada $N_{cr} = 109,1315$ rpm	III – 27
Tabel 3.21 Nilai amplitudo pada $N_{cr} = 98,21839$ rpm	III – 28
Tabel 3.22 Nilai amplitudo pada $N = 170$ rpm	III – 29
Tabel 3.23 Nilai amplitudo pada $N = 115$ rpm	III – 30

Tabel 3.24 Nilai amplitudo pada $N = 100$ rpm	III – 31
Tabel 4.1 Tegangan geser pada intermediate shaft	IV – 1
Tabel 4.2 Tegangan geser (τ_1)	IV – 3
Tabel 4.3 Tegangan geser (τ) yang diijinkan BKI untuk kondisi transient	IV – 3
Tabel 4.4 Tegangan geser (τ) yang diijinkan BKI untuk continous operation	IV – 3
Tabel 4.5 Perbandingan tegangan geser yang terjadi dengan yang diijinkan BKI	IV – 4
Tabel 5.1 Torsi yang bekerja pada model pertama	V – 2
Tabel 5.2 Torsi yang bekerja pada model kedua	V – 2
Tabel 5.3 Torsi yang bekerja pada model ketiga	V – 3
Tabel 6.1 Hasil pengecekan round dan face yang pertama	VI – 3
Tabel 6.2 Hasil pengecekan round dan face yang kedua	VI – 4

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dari suatu sistem propulsi. Hampir semua sistem propulsi meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peran utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros. Pada suatu kapal poros intermediate atau intermediate shaft berfungsi untuk mentransmisikan tenaga dari motor induk kapal menuju poros baling-baling atau tail shaf dan selanjutnya menuju propeller yang nantinya akan menghasilkan thrust atau daya dorong pada kapal tersebut sehingga kapal dapat bergerak. Sehingga jika pada suatu kapal terjadi kerusakan pada intermediate shaftnya maka akan menyebabkan kapal tersebut tidak dapat beroperasi sebagai mana mestinya.

KM. Surya Tulus milik PT. Pelayaran Surya adalah sebuah kapal cargo yang beroperasi melayani rute pelayaran dalam negeri. Kapal tersebut merupakan kapal buatan Jepang pada tahun 1975. KM. Surya Tulus memakai sistem propulsi single propeller dengan memakai motor diesel sebagai motor penggerak utamanya.

Pada sekitar bulan Januari tahun 2001, intermediate shaft KM. Surya Tulus mengalami peristiwa keretakan. Untuk mengatasi peristiwa tersebut, pihak perusahaan mengganti intermediate shaftnya dengan sebuah intermediate shaft yang merupakan intermediate shaft bekas dari kapal cargo sejenis. Pemasangan intermediate shaft tersebut menyebabkan adanya perubahan pada coupling dan perubahan pada posisi intermediate shaft bearing dari posisi semula. Dan sekitar pertengahan bulan Desember 2001 intermediate shaft tersebut kembali mengalami keretakan ketika KM. Surya Tulus sedang berlayar di sekitar perairan Dumai, Riau. Hal ini tentu saja hal ini sangat merugikan pihak PT. Pelayaran Surya Surabaya sebagai pemilik kapal karena untuk memperbaikinya, PT. Pelayaran

Surya sekali lagi harus mengeluarkan biaya yang cukup besar dan menyebabkan kapal tidak dapat beroperasi selama kapal masih dalam proses perbaikan. Sehingga untuk menghindari kerugian seperti ini terjadi kembali maka perlu dicari penyebab dari keretakan yang terjadi tersebut sehingga dapat dicarikan solusi atau langkah-langkah untuk menghindarinya.

Keretakan itu dapat terjadi karena material intermediate shaft mengalami kelelahan yang disebabkan oleh adanya pembebanan yang berlebihan pada struktur intermediate shaft sebagai akibat terjadinya getaran torsional pada poros tersebut. Getaran torsional merupakan bahaya potensial pada semua sistem perporosan yang berputar apalagi pada sistem yang memakai reciprocating engine seperti motor diesel sebagai sumber tenaga.

Dimana terdapat gelombang yang tidak tetap pada sekitar propeller dapat menjadi penyebab dari getaran torsional yang terjadi pada sistem propulsi tersebut. Getaran torsional yang terjadi oleh eksitasi dari mesin diesel ditimbulkan oleh gaya torsi gas yang dihasilkan oleh pembakaran di dalam ruang bakar dan gaya inersia yang ditimbulkan oleh bagian-bagian massa yang bergerak. Dimana pada sistem propulsi KM. Surya Tulus telah terjadi perubahan massa-massa yang bergerak sebagai akibat adanya perubahan yang telah dilakukan pada saat penggantian intermediate shaft pada bulan Januari 2001. Selanjutnya getaran torsional tersebut akan menyebabkan terjadinya tegangan pada intermediate shaft dan bila tegangan yang terjadi melebihi dari tegangan yang diijinkan pada material intermediate shaft maka tegangan ini akan menyebabkan terjadinya pembebanan yang berlebihan pada material poros yang digunakan.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Retaknya intermediate shaft pada KM. Surya Tulus merupakan masalah yang cukup rumit, untuk sementara ini diduga akibat adanya getaran torsional pada intermediate shaft sehingga menyebabkan pembebanan yang berlebihan pada struktur poros yang melebihi kekuatan dari material poros itu sendiri sehingga akhirnya terjadi kelelahan pada materialnya. Dugaan ini timbul karena retak

terjadi secara tiba-tiba tanpa diketahui sebab utamanya dan dari data alignment / kelurusan poros menunjukkan bahwa kelurusan poros telah sesuai dengan standart yang ada. Sehingga pada tugas akhir ini akan dikaji secara teknis bagaimana pengaruh getaran torsional yang terjadi pada intermediate shaft terhadap keretakan pada poros tersebut dan usaha-usaha atau alternatif pemecahan bila getaran torsional yang terjadi berpengaruh pada keretakan intermediate shaft.

1.3 BATASAN MASALAH

1. Membahas pengaruh getaran torsional terhadap retaknya intermediate shaft KM. Surya Tulus.

1.4 TUJUAN PENULISAN

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah untuk :

1. Mengetahui apakah getaran torsional berpengaruh pada keretakan intermediate shaft KM. Surya Tulus.
2. Memberikan alternatif pemecahan bila getaran torsional berpengaruh pada keretakan intermediate shaft KM. Surya Tulus.

1.5 MANFAAT PENULISAN

Hasil penulisan ini dapat digunakan sebagai pertimbangan untuk mengatasi keretakan pada intermediate shaft KM. Surya Tulus bagi PT. Pelayaran Surya, dan pihak-pihak lain yang berkepentingan nantinya.

1.6 METODE PENULISAN

Penulisan ini merupakan studi kasus di lapangan sehingga survey di lapangan dilakukan untuk mendapatkan kondisi yang sebenarnya. Dengan memanfaatkan data-data mesin induk dan data sistem perporosannya (shaft arrangement) yang didapatkan maka dapat dibuat suatu pemodelan dari sistem propulsi untuk memudahkan analisa lebih lanjut. Pemodelan yang telah dirumuskan diselesaikan dengan perhitungan formulasi-formulasi getaran.

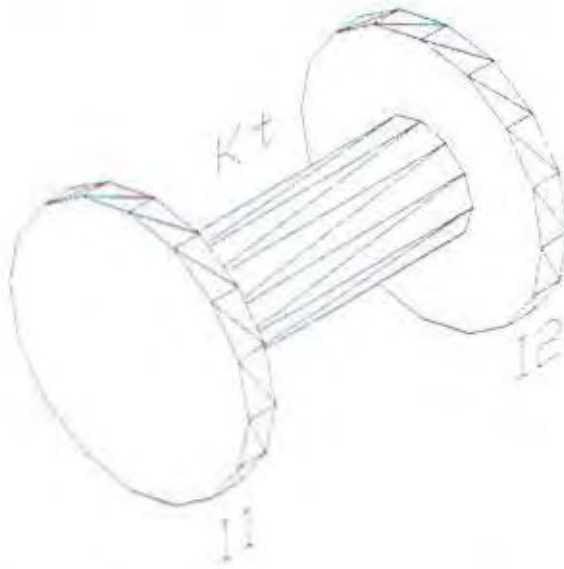
Sehingga akan didapatkan frekuensi natural sistem dan kecepatan kritis dari intermediate shaft. Selanjutnya dihitung amplitudo yang terjadi pada massa pertama pada kondisi putaran kritisnya dimana putaran kritis tersebut berada pada putaran operasional intermediate shaft. Sehingga dari amplitudo tersebut akan dapat dicari torsi eksitasi dari engine. Kemudian memodelkan sistem propulsi ke dalam model getaran torsional dengan peredam dan torsi eksitasi dari engine dan propeller, sehingga didapatkan persamaan geraknya. Menyelesaikan persamaan tersebut dengan metode impedansi mekanis sehingga akan diketahui amplitudo yang terjadi pada masing-masing massa yang berputar. Sehingga perbedaan amplitudo pada intermediate shaft dapat diketahui pula dan dapat dihitung besarnya torsi yang terjadi akibat getaran torsional pada intermediate shaft. Dari torsi tersebut dapat dicari besarnya tegangan geser akibat getaran torsional pada intermediate shaft. Kemudian membandingkan tegangan geser yang terjadi dengan tegangan geser yang diijinkan untuk intermediate shaft tersebut, sehingga dapat ditentukan ada tidaknya kelelahan yang terjadi pada material. Dan dengan menggunakan program SAP 2000 akan divisualisasikan distribusi tegangan yang terjadi pada intermediate shaft sehingga akan dapat diketahui daerah-daerah yang mendapatkan tegangan yang paling besar akibat beban-beban yang diterima oleh poros tersebut.

BAB II

TEORI GETARAN TORSIONAL

2.1 PERSAMAAN GETARAN TORSIONAL

Secara umum pemodelan getaran torsional dapat diperoleh dari bentuk massa inersia berupa piringan yang dihubungkan dengan pegas torsional dari suatu poros. Untuk sistem sederhana yang terdiri dari dua massa pada sistem dan dihubungkan dengan satu poros dapat digambarkan sebagai berikut :



Gambar 2.1 Sistem dengan dua massa dan satu poros

Sistem tersebut memiliki dua derajat kebebasan dan persamaan geraknya dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + K_t(\theta_1 - \theta_2) = 0$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 + K_t(\theta_2 - \theta_1) = 0$$

Dimana : I_1 adalah momen inersia massa piringan 1

I_2 adalah momen inersia massa piringan 2

K_t adalah kekakuan pegas torsional pada poros

$\ddot{\theta}_1$ adalah percepatan sudut piringan 1

$\ddot{\theta}_2$ adalah percepatan sudut piringan 2

Persamaan frekuensi dapat dicari dengan cara mengasumsikan getaran harmonis pada mode dasar dengan sebuah frekuensi ω , dan mengeliminasi amplitudo θ_1 dan θ_2 .

Persamaan frekuensinya menjadi :

$$\omega^4 I_1 I_2 - \omega^2 (I_1 + I_2) K_t = 0$$

Sehingga dari persamaan di atas dapat ditentukan nilai karakteristik dari natural frekuensinya, yaitu :

$$\omega_1^2 = 0$$

$$\omega_2^2 = K_t \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right) \dots \dots \dots (2.1)$$

2.2 PENYELESAIAN GETARAN TORSIONAL

2.2.1 Metode Holzer

Untuk menyelesaikan persamaan getaran torsional yang mempunyai banyak derajat kebebasan, kita akan menemui persamaan frekuensi natural sistem yang sangat rumit sehingga akan sangat sulit untuk menyelesaikannya. Sehingga dikembangkanlah suatu metode untuk menyelesaikannya yang dikenal dengan Metode Holzer. Metode ini disebut Metode Holzer karena untuk menghormati Holzer yang telah pertama mengembangkan berbagai penelitian untuk menyelidiki masalah getaran torsional. Metode ini pada dasarnya merupakan percobaan trial and error untuk menemukan natural frekuensi, namun dengan perencanaan yang logical.

Pada sebuah natural frekuensi, amplitudo resonansi dapat dipertahankan tanpa adanya gaya luar. Ini merupakan salah satu pengertian fisik dari frekuensi natural. Dan juga amplitudo

sebenarnya adalah berubah-ubah. Namun, bila satu diplasemen θ_1 memberikan nilai tertentu, semua diplasemen yang lain akan secara khusus dapat ditentukan. Hal yang utama pada Metode Holzer adalah untuk menggunakan nilai tepat, yaitu $\theta_1 = 1$ radian, dan semua amplitudo akan berhubungan secara berubah-ubah pada nilai tersebut. Kemudian hanya perlu menemukan frekuensi dimana penjumlahan dari torsi inersia mempunyai nilai nol, maka frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural sistem. Banyaknya frekuensi natural yang dicari sama dengan banyaknya derajat kebebasan dalam sistem atau banyaknya massa inersia pada sistem tersebut.

Penggunaan Metode Holzer dapat dijelaskan dengan menggunakan tabel tabulasi sebagai berikut :

$$\omega^2 = \dots (\text{harga perkiraan awal})$$

i	I_i	θ_i	$I_i \omega^2 \theta_i$	$\sum I_i \omega^2 \theta_i$	$K_{i-(i+1)}$	$\left(\frac{\sum I_i \omega^2 \theta_i}{K_{i-(i+1)}} \right)$
1	2	3	4	5	6	7

Tabel 2.1 Metode Holzer

Keterangan :

Kolom 1 : menunjukkan nomor piringan.

Kolom 2 : menunjukkan momen inersia massa piringan.

Kolom 3 : menunjukkan amplitudo, nilainya berubah-ubah sehingga θ_1 diset dengan nilai 1 radian dengan tujuan hanya untuk mempermudah.

Kolom 4 : adalah perkalian antara ω^2 , kolom 2, dan kolom 3. Dimana menunjukkan momen puntir yang dikontribusi pada masing-masing massa.

Kolom 5 : adalah penjumlahan dari kolom 4. Menunjukkan total momen puntir pada massa ke- i yang mana akan membengkokan poros elastis di antara massa ke- i dan massa ke- $i+1$.

Kolom 6 : kekakuan poros di antara massa ke- i dan massa ke- $i+1$.

Kolom 7 : adalah pembagian kolom 5 terhadap kolom 6, merupakan displacemen sudut masing-masing poros

$$\theta_{i+1} = \theta_i + \left(\frac{\sum I_i \omega^2 \theta_i}{K_{t(i+1)}} \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

Apabila hasil dari penjumlahan pada kolom 5 bernilai nol, maka ω perkiraan awal merupakan frekuensi natural sistem.

2.2.2 Metode Impedansi Mekanis

Untuk menetapkan getaran dalam keadaan steady sistem maka metode impedansi mekanis cukup sederhana dan lebih langsung dibandingkan dengan metode lainnya. Metode ini didasarkan pada pernyataan vektor fungsi harmonis, dengan mengambil vektor gaya ⁽¹⁾

$$F = F_0 e^{i\omega t} \dots \dots \dots (2.3)$$

Karena respon keadaan steady harus mendahului gaya eksitasi, vektor perpindahan adalah

$$x = X_0 e^{i(\omega t - \phi)} \dots \dots \dots (2.4)$$

Kemudian vektor kecepatan : $\dot{x} = X_0 e^{i(\omega t - \phi + \pi/2)}$ atau $\dot{x} = i \omega x$

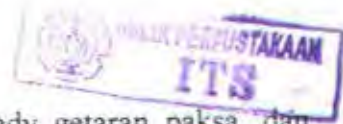
Dengan cara yang sama, vektor $\ddot{x} = -\omega^2 x$(2.5)

Dengan demikian impedansi mekanis ketiga elemen sebagai berikut :

$$\text{Massa} = -m\omega^2$$

$$\text{Peredam} = i c \omega$$

$$\text{pegas} = k$$



Metode ini menghasilkan respon keadaan steady getaran paksa, dan menghasilkan persamaan frekuensi sistem getaran bebas. Pemakaian metode ini untuk sistem berbagai derajat kebebasan dapat disederhanakan dengan empat langkah :

1. Mengalikan amplitudo masing-masing titik sambungan atau simpangan sistem dengan impedansi elemen yang menghubungkannya.
2. Kurangi dari besaran ini "terminologi slippage" yang dapat didefinisikan sebagai perkalian impedansi elemen yang terikat kesimpangan dan amplitudo ujung yang berlawanan.
3. Buat besaran ini sama dengan nol untuk getaran bebas, dan sama dengan harga maksimum gaya sinusoida getaran paksa. Apabila lebih dari satu gaya bekerja pada simpangan maka harus dilakukan perhitungan hubungan fasanya.
4. Selesaikan persamaan amplitudo getaran. Pernyataan amplitudo setiap simpangan dapat dibuat dalam bentuk

$$F/(A+Bi). \text{ Harga numerik amplitudo adalah } F/\sqrt{A^2 + B^2}$$

2.3 GETARAN TORSIONAL PADA SISTEM PERPOROSAN

Sering terjadi pada praktek kegagalan pada poros, meskipun perhitungan dari poros tersebut diselesaikan dengan suatu metode yang memberikan secara sempurna tekanan atau beban yang diijinkan.

Kegagalan ini dapat terjadi karena disebabkan oleh getaran torsional, yaitu getaran secara periodik dari suatu massa pada poros di suatu bidang rotasi,

getaran ini cenderung untuk memuntir (twist) bagian dari poros antara massa tersebut. Getaran ini disebabkan karena perubahan secara periodik dari suatu gaya tangensial yang bekerja pada poros dan dihasilkan dari suatu gaya pegas torsional pada poros. Getaran torsional menyebabkan terjadinya tekanan atau beban tambahan yang besar dan dinamis. Oleh karena itu, untuk memenuhi beberapa standar regulasi, diperlukan suatu poros diperiksa getaran torsionalnya. Sebagai hasil dari perhitungan tersebut memungkinkan untuk menghitung beban tambahan Kecepatan dari poros dimana terjadi peningkatan bahaya getaran torsional disebut critical speed atau kecepatan kritis. Adapun nilai dari kecepatan kritis tersebut dapat dihitung dengan rumus:

$$\text{Kecepatan kritis} = \frac{\omega_n \cdot 60}{2\pi n} \quad (2) \dots\dots\dots (2,6)$$

Dimana : ω_n = frekuensi natural

n = orde number

2.4 TORSI EKSITASI MOTOR DIESEL

Getaran paksa yang ditimbulkan oleh eksitasi pada mesin diesel ditimbulkan oleh gaya torsi gas yang dihasilkan oleh pembakaran di dalam ruang bakar dan gaya inersia yang ditimbulkan oleh bagian-bagian massa yang bergerak.

Getaran paksa yang ditimbulkan oleh eksitasi mesin diesel akan menyebabkan timbulnya beberapa orde harmonis, dimana bila salah satu dari frekuensi eksitasi bertepatan dengan frekuensi natural sistem dikatakan terjadi kondisi resonansi. Pada kondisi seperti ini amplitudo getaran mencapai harga maksimal. Perumusan dari besarnya energi eksitasi maksimal pada kondisi resonansi bila seluruh silinder dalam mesin bekerja semua, yaitu :

$$W_{exc.res} = \pi T_k a_1 \sum \alpha \quad (3) \dots\dots\dots (2,7)$$

Dimana :

T_k = momen harmonik untuk k order,

didapat dengan rumus:

$$T_k = C_k \frac{\pi D^2}{4} r \quad \dots\dots\dots(2.8)$$

C_k : harmonik koefisien yang menyatakan gaya yang bekerja pada 1cm^2 dari piston area

D : Diameter piston (cm)

r : crank radius (cm)

a_i : amplitudo sebenarnya pada massa ke-1 (radian)

$\sum \alpha$: penjumlahan geometrical dari vektor untuk semua silinder

$$\sum \alpha = \sqrt{\left(\sum_1 \alpha_i \cos k\beta_i \right)^2 + \left(\sum_1 \alpha_i \sin k\beta_i \right)^2} \quad \dots\dots\dots(2.9)$$

dimana : $\alpha_i = \frac{a_i}{a_1}$ adalah perbandingan amplitudo relatif dari crank

k : harmonik order

untuk motor 2 langkah : 1, 2, 3,...k dan untuk

motor 4 langkah : 0.5 , 1, 1.5 $\frac{k}{2}$

β : sudut antara crank (berdasarkan firing order)

2.5 TORSI EKSITASI PROPELLER

Beban torsional pada poros dapat dihasilkan oleh sumber yang lain salah satunya adalah propeller sebagai sumber yang paling penting selain motor diesel.

Dimana besarnya torsi eksitasi dari propeller dapat dihitung dengan rumus :

$$W_{prop} = r.Q \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana :

r : torsi eksitasi faktor

Q : steady torsional load

$$Q = \frac{63,025 bhp}{N} (in lb) \dots\dots\dots (2.11)$$

bhp = daya out put dari main engine (hp)

N = putaran main engine (rpm)

2.6 AMPLITUDO GETARAN TORSIONAL PADA MASSA PERTAMA

Untuk mendapatkan amplitudo yang sebenarnya pada cylinder pertama ditentukan dengan persamaan :

$$\theta_1 = M. \theta_0 \text{ (rad)} \quad (5) \dots\dots\dots (2.12)$$

$$\theta_0 = \frac{t_j \cdot A r \cdot \sum \vec{\alpha}}{\omega^2 \cdot \sum_{i=1}^m (I_i \Delta_i^2)} \text{ (rad)} \dots\dots\dots (2.13)$$

dimana :

t_j : j-orde gaya tangensial componen per silinder (N/m^2), didapat dari tabel pada buku vibration control in ships

A : piston area (m^2)

r : crank radius (m)

$\sum \vec{\alpha}$: penjumlahan geometrical dari vektor untuk semua silinder

ω : frekuensi natural

$\sum_{i=1}^m (I_i \Delta_i^2)$: didapat dari tabel holzer (kgm^2)

M : seluruh dynamic magnifier diperoleh dari mengkombinasikan semua magnifier untuk berbagai sumber damping M_1 , M_2 , dst.

Dengan rumus:

$$M = \left[\left(\frac{1}{M_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{M_2} \right)^2 + \dots \right]^{-1/2} \quad \dots\dots\dots(2.14)$$

- Untuk dynamic magnifier dari main engine didapat dengan rumus:

$$M_E = 3,8(\theta_0)^{-1/4} \quad \dots\dots\dots(2.15)$$

- Untuk dynamic magnifier dari propeller didapat dengan rumus:

$$M_p = \frac{I_p \cdot \omega}{C_p} \quad \dots\dots\dots(2.16)$$

$$C_p = 4,271 \cdot f \left(\frac{D_B}{D_p} \right) \cdot D_p^5 \cdot \left(\frac{H}{D_p} \right)^2 \cdot \left(\frac{F_a}{F} \right) \cdot rpm \quad \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana :

$$f \left(\frac{D_B}{D_p} \right) = \frac{1}{8} \sqrt{\frac{u-1}{u}} + \frac{1}{12} \sqrt{\frac{u-1}{u^2}} + \frac{1}{3} \sqrt{\frac{u-1}{u^3}} + \frac{1}{8} \arctg \sqrt{u-1} \quad \dots\dots\dots(2.18)$$

$$u = D_p / D_B$$

$$D_B = \text{propeller boss diameter (m)}$$

$$D_p = \text{propeller diameter (m)}$$

$$H = \text{propeller pitch (m)}$$

$$F_a = \text{propeller expanded area (m}^2\text{)}$$

$$F = \frac{\pi}{4} D_p^2$$

$$Rpm = \text{kecepatan propeller (rpm)}$$

2.7 TEGANGAN GESER YANG DITIMBULKAN GETARAN TORSIONAL

Tegangan geser yang ditimbulkan oleh getaran torsional dapat dihitung setelah mendapatkan besarnya nilai torsi yang bekerja pada poros tersebut akibat getaran torsional sehingga akan didapatkan nilai tegangan geser pada masing-masing poros tersebut dengan rumus :

$$\tau = \frac{16M}{\pi d^3} \quad (6) \quad \dots\dots\dots(2.19)$$

d : diameter poros (m)

M : momen puntir total pada poros tersebut (N.m)

2.8 PARAMETER GETARAN TORSIONAL PADA SISTEM PROPULSI

2.8.1 Momen Inersia Massa Poros

Besarnya momen inersia massa poros dapat dihitung dengan persamaan :

$$I_{\text{poros}} = \rho \int_0^L J_A dL \quad \dots\dots\dots(2.20)$$

Dimana J_A merupakan momen inersia polar dari penampang poros

dengan persamaan : $J_A = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad \dots\dots\dots(2.21)$

Sehingga : $I_{\text{poros}} = \rho \int_0^L \frac{\pi \cdot d^4}{32} dL$

$$I_{\text{poros}} = \rho \left[\frac{\pi \cdot d^4}{32} L - \frac{\pi \cdot d^4}{32} L \right]_0^L$$

$$I_{\text{poros}} = \rho \frac{\pi \cdot d^4}{32} L \quad (\text{N.m.sec}^2) \quad \dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana : ρ = massa jenis poros ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)

d = diameter poros (m)

L = panjang poros (m)

2.8.2 Momen Inersia Massa Flywheel

Besarnya momen inersia massa secara umum dapat dihitung dengan persamaan :

$$I = \rho \int_0^L J_A dL \quad (7)$$

Untuk benda berbentuk piringan seperti flywheel dan coupling maka persamaan menjadi :

$$I = \rho \int_0^t J_A dt$$

Dimana t adalah tebal piringan dan J_A merupakan momen inersia polar dari penampang piringan dengan persamaan :

$$J_A = \frac{\pi r^4}{2} \dots\dots\dots(2.23)$$

Sehingga :

$$I_{\text{flywheel}} = \rho \int_0^t \frac{\pi r^4}{2} dt$$

$$I_{\text{flywheel}} = \rho \left[\frac{\pi r^4}{2} t - \frac{\pi r^4}{2} t \right]_0^t$$

$$I_{\text{flywheel}} = \rho \frac{\pi r^4}{2} t$$

$$= \frac{M}{\pi r^2 t} \frac{\pi r^4}{2} t$$

$$= \frac{M r^2}{2} \quad (\text{N.m.sec}^2) \dots\dots\dots(2.24)$$

Dimana : M = massa flywheel (kg)

r = jari-jari flywheel (m)

2.8.3 Momen Inersia Massa Coupling

Besarnya momen inersia massa coupling dapat dihitung dengan persamaan yang sama seperti persamaan momen inersia massa flywheel, yaitu :

$$I_{\text{coupling}} = \frac{M_c \cdot r_c^2}{2} \quad (\text{N.m.sec}^2) \quad (8) \dots\dots\dots(2.25)$$

Dimana : M_c = massa coupling (kg)
 R_c = jari-jari coupling (m)

2.8.4 Momen Inersia Massa Propeller

$$I_{\text{propeller}} = \frac{1,25}{g} (0,0046 \cdot z \cdot d^3 \cdot b \cdot t) \quad (\text{lb.in. sec}^2) \quad (9) \dots\dots\dots(2.26)$$

Dimana : z = jumlah blade propeller
 g = konstanta gravitasi = $386 \frac{\text{in}}{\text{sec}^2}$
 d = diameter propeller (in)
 b = lebar blade maksimum pada $0,5R$ (in)
 t = tebal blade maksimum pada $0,5R$ (in)

Koefisien 1,25 menunjukkan bahwa inersia dari air pengikut diperkirakan sebesar 25% dari inersia propeller.

2.8.5 Momen Inersia Massa Silinder Motor Diesel

Dalam silinder motor diesel terjadi pembakaran yang mengakibatkan terjadinya gerakan translasi dan rotasi. Untuk menghitung besarnya momen inersia massa silinder dari masing-masing bagian dapat dihitung dengan persamaan :

$$(10) \quad I_{\text{cylinder}} = \frac{1}{g} W_1 + \frac{1}{2} W_2 \left(1 + \frac{r^2}{4l^2} \right) r^2 \quad (\text{lb.in. sec}^2) \dots\dots\dots(2.27)$$

8. Getaran Kapal II, A. Imron

9. Getaran Kapal II, A. Imron

10. Mechanical Vibration, Den Hartog

Dimana : W_1 = berat connecting rod complete (lb)
 W_2 = berat piston complete (lb)
 r = jari-jari crankshaft (in)
 l = panjang connecting rod (in)

2.8.6 Kekakuan Pegas Torsional Poros

Untuk menentukan besarnya kekakuan pegas torsional poros dapat dicari dengan persamaan :

$$K_{t_{poros}} = \frac{\pi G d^4}{32 L} \left(\frac{N.m}{rad} \right) \quad (11) \dots\dots\dots (2.28)$$

Dimana : G = shear modulus bahan (Pa)
 D = diameter poros (m)
 L = panjang poros (m)

2.8.7 Kekakuan Pegas Torsional Crankshaft

Untuk menentukan besarnya kekakuan pegas torsional crankshaft dapat dicari dengan persamaan :

$$\frac{1}{K_{t_{crankshaft}}} = \frac{2bl}{c_1} + \frac{al}{c_2} + \frac{2r}{B} \quad (12) \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana :

$$2bl = 2b + 0,9h$$

$$al = a + 0,9h$$

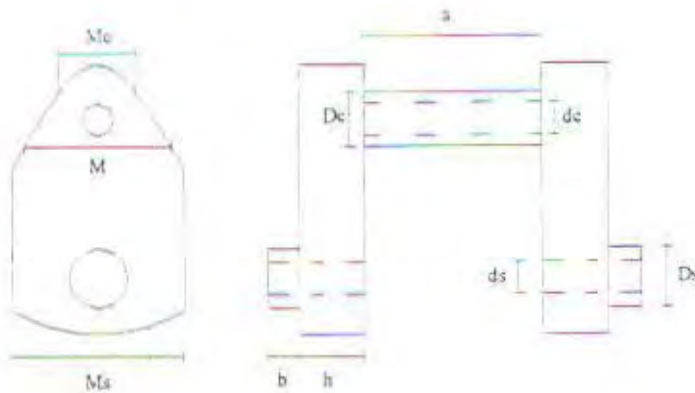
$$c_1 = \frac{\pi D_1^4 G}{32}$$

$$c_2 = \frac{\pi \cdot D_2^4 \cdot G}{32}$$

$$B = \frac{h \cdot c^3 \cdot E}{12}$$

G = Shear Modulus Bahan

E = Modulus Elastisitas Bahan



Gambar 2.2 Dimensi crank shaft

2.8.8 Engine Damping

Untuk menentukan besarnya daya redam torsional dari engine dapat dicari dengan persamaan :

$$C_E = k \cdot A \cdot r^2 \left(\frac{N \cdot m \cdot s}{rad} \right) \quad (13) \dots\dots\dots (2.30)$$

Dimana : $k = 42 \cdot 10^3$ untuk trunk engine

$k = 37 \cdot 10^3$ untuk crosshead engine

A = piston area (m^2)

r = crank radius (m)

2.8.9 Propeller Damping

Untuk menentukan besarnya daya redam torsional dari propeller akibat bergerak dalam air dapat dicari dengan persamaan :

$$C_p = 4,271 \cdot f \left(\frac{D_B}{D_p} \right) \cdot D_p^5 \left(\frac{H}{D_p} \right)^2 \left(\frac{F_a}{F} \right) \text{rpm} \quad (14) \dots\dots\dots (2.31)$$

$$f \left(\frac{D_B}{D_p} \right) = \frac{1}{8} \sqrt{\frac{u-1}{u}} + \frac{1}{12} \sqrt{\frac{u-1}{u^2}} + \frac{1}{3} \sqrt{\frac{u-1}{u^3}} + \frac{1}{8} \arctg \sqrt{u-1} \dots\dots\dots (2.32)$$

Dimana :

D_B = Propeller boss diameter (m)

D_p = Propeller diameter (m)

H = Mean propeller pitch (m)

F_a = Propeller expanded area (m²)

$$F = \frac{\pi}{4} D_p^2$$

Rpm = putaran propeller

2.9 TEGANGAN GESER YANG DIJINKAN AKIBAT GETARAN TORSIONAL MENURUT BKI

Menurut peraturan BKI dalam BKI volume IV section 13 tahun 1996, disebutkan bahwa tegangan geser yang diijinkan akibat getaran torsional pada intermediate shaft maupun pada propeller shaft dirumuskan :

□ Untuk pengoperasian secara terus-menerus (continuous operation) :

$$\tau_1 = c_w \cdot c_k \cdot c_d \cdot (3 - 2\lambda^2) \dots\dots\dots (2.33)$$

Dimana $\lambda < 0,9$

$$\tau_1 = c_w \cdot c_k \cdot c_d \cdot 1,38 \dots\dots\dots(2.34)$$

Dimana $0,9 \leq \lambda \leq 1,05$

□ Untuk kondisi sementara (transient conditions) :

$$\tau_2 = 1,76 \cdot 0, \frac{\tau_1}{\sqrt{c_k \cdot c_w}} \dots\dots\dots(2.35)$$

Dimana :

C_w : material factor

$$c_w = \frac{R_m \cdot 160}{18}$$

R_m : kekuatan tarik material poros (N/mm^2)

c_k : form factor

$c_k = 1$ untuk intermediate shaft dengan integrally forged flanges atau oil press mounted coupling

$c_k = 0,8$ untuk intermediate shaft dengan keyed mounting

$c_k = 1$ untuk intermediate shaft dengan trough slots atau transverse holes

C_d : size factor

$$c_d = 0,35 + 0,93D^{-0,2}$$

D : diameter poros (mm)

λ : speed ratio

$$\lambda = \frac{n}{n_o}$$

n : nominal speed (rpm)

n_o : MCR speed (rpm)

2.10 ALIGNMENT POROS

Adalah suatu persyaratan yang mutlak pada sistem transmisi tenaga bahwa instalasi komponen-komponen penyusunannya harus benar dan presisi. Salah satu proses yang termasuk dalam proses instalasi komponen-komponen dari sistem transmisi tenaga adalah proses alignment. Alignment pada sistem transmisi di kapal adalah proses pelurusan poros untuk transmisi tenaga dari main engine ke propeller, atau secara umum dapat diartikan sebagai proses pelurusan poros transmisi yang menghubungkan antara suatu mesin dengan mesin yang lain atau komponen transmisi lainnya. Proses alignment memerlukan suatu ketelitian yang tinggi dan akurasi yang tinggi karena proses ini akan menentukan kinerja dari suatu sistem transmisi tenaga dan life time dari komponen penyusunnya, dalam hal ini yang paling terpengaruh adalah poros transmisi.

Karena pentingnya proses alignment ini maka jika tidak dilakukan akan timbul efek-efek yang tidak diinginkan seperti vibrasi yang tinggi, life time komponen transmisi tenaga (kopling, bearing mesin dan seal) akan menjadi berkurang. Sehingga semua kesalahan pada proses alignment akan menyebabkan terjadinya displacement pada poros. Pada mesin industri umumnya digunakan kopling fleksibel untuk menghindari perubahan kelurusan pada sistem transmisi tenaga.

Pada umumnya alignment yang dilakukan pada saat mesin tidak beroperasi secara berangsur-angsur akan berubah sehingga mencapai kondisi operasi. Sehingga untuk mempresisikan kelurusan pada kondisi operasi harus diperkirakan dahulu perubahan yang akan terjadi dan kemudian meluruskan poros sesuai dengan titik acuan, dengan kata lain harus ditentukan dahulu titik acuan untuk alignment dan ditentukan toleransi ketidaklurusan setelah mesin beroperasi. Sebelum menghitung perubahan kelurusan, harus dipertimbangkan pula kondisi khusus tidak beroperasi pada saat pengukuran alignment. Biasanya perhitungan alignment dilakukan pada suhu kamar, tetapi ada juga pada mesin tertentu dilakukan pada suhu siap beroperasi seperti pada sistem yang menggunakan sirkulasi minyak pelumas dengan pemanasan pada saat persiapan untuk start up,

pada aligment di kapal biasanya dilakukan pada suhu kamar. Ada juga proses aligment pada kondisi panas, yaitu aligment dilakukan setelah mesin baru saja dimatikan. Metode ini harus dipertimbangkan kondisi pada suhu kamar dan kondisi relevan lainnya.

Pergeseran poros terjadi khususnya pada saat start up dan shut down disebabkan oleh hal-hal sebagai berikut :

- ❑ Ekspansi termal pada penahan bantalan dan pada poros
- ❑ Perubahan nilai gaya radial atau gaya aksial atau arahnya
- ❑ Perubahan ketebalan lapisan minyak pada bantalan
- ❑ Perubahan-perubahan piping force
- ❑ Perubahan posisi penahan plat pondasi

Ekspansi termal biasanya terjadi pada mesin yang bekerja pada suhu yang tinggi sebagai contoh turbin gas atau turbin uap. Pada sistem transmisi tenaga dengan mesin tersebut perlu diperhatikan perhitungan ekspansi termal pada sistem sehingga aligment bisa disesuaikan dengan kondisi operasi yang tepat.

Untuk memperkirakan suhu operasi yang efektif pada fondasi bantalan tidak mudah karena mungkin bantalan pada kondisi panas dan fondasi dingin. Salah satu caranya adalah berdasarkan pengalaman pada mesin yang sama atau dengan pengukuran menggunakan termometer kontak untuk mengeplot profil suhu dari fondasi bantalan. Temperatur efektif ini mungkin dipengaruhi oleh faktor-faktor lain seperti pendingin air pada alas bearing, insulasi termal pada mesin atau udara. Jika data yang spesifik tidak ada maka dapat diasumsikan suhu motor 65° , suhu bantalan 25° , dan 65° untuk high speed gearbox.

Jarak internal dari bantalan putar biasanya sangat kecil sehingga perubahan letak poros dalam bantalan tidak terpengaruhi terhadap kelurusan poros. Secara kasar dapat ditentukan clearance untuk journal bearing dengan diameter 100 mm adalah sebesar 0,1 mm, walaupun untuk perubahan letak poros di dalam bearing yang lebih besar mungkin harus dipertimbangkan. Letak poros ditentukan oleh arah dari resultan gaya radial yang bekerja pada poros dan ketebalan dari lapisan minyak pelumas. Arah resultan gaya dapat berubah secara

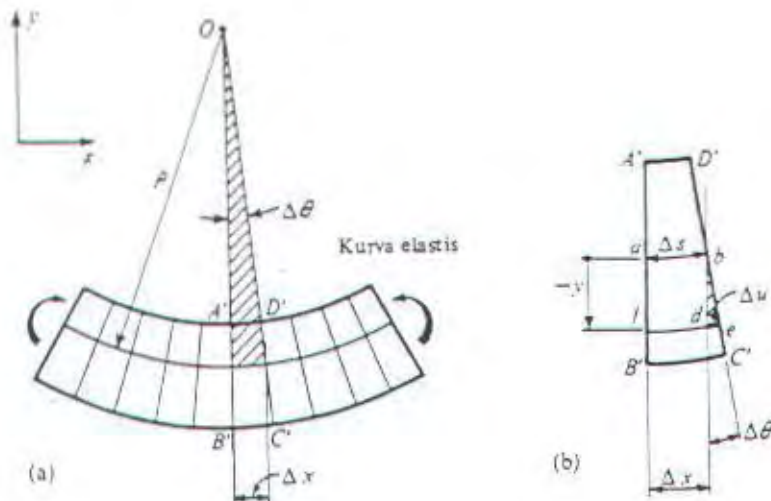
ekstrim seperti contoh pada horisontal gear, reaksi pada gigi gear umumnya mengangkat poros dari posisi bawah pada bantalan ke posisi atas pada bantalan selama start up.

Untuk melakukan aligment antara mesin dengan mesin lainnya yang pertama dilakukan adalah menentukan titik nol poros dengan memperhatikan posisi yang lainnya. Kadang-kadang tinggi rumah bantalan atau casing mesin dihitung relatif antara satu dengan yang lainnya, atau dapat menentukan sembarang titik acuan. Untuk menentukan titik acuan sembarang ini harus menggunakan teleskop optik atau peralatan laser dengan metode yang khusus.

Peralatan yang umum digunakan untuk pengukuran dalam aligment adalah indicator gauge, baik radial maupun aksial. Ada beberapa perusahaan pembuat kopling yang menyertakan peralatan ini komplit dengan penyiku untuk instalasi dengan poros, ataupun bisa menggunakan bracket dari perusahaan pembuat bracket dan indicator gauge standart. Penggunaan alat ini adalah mutlak, tanpa peralatan ini pengukuran tidak bisa benar dan berakibat aligment tidak sempurna.

Proses penghitungan aligment poros secara eksak ini berkaitan erat dengan perhitungan defleksi poros secara mekanika teknik. Sumbu sebuah poros akan berdefleksi (atau melentur) dari kedudukannya semula bila berada di bawah gaya terpakai. Harga-harga defleksi poros yang akurat diselidiki dalam banyak kasus praktis. Unsur-unsur dari mesin haruslah cukup tegar untuk mencegah ketidaksebarisan dan mempertahankan ketelitian dimensional terhadap pengaruh beban.

Untuk mengembangkan teori defleksi poros, kita haruslah meninjau geometri atau kinematika dari deformasi sebuah elemen dari balok. Kinematika dasar yang menghipotesa bahwa irisan-irisan yang berbentuk bidang datar akan tetap merupakan bidang datar selama deformasi.



Gambar 2.3 Deformasi segmen balok dalam lenturan

Sebuah segmen yang semula balok lurus diperlihatkan dalam keadaan berdeformasi dalam gambar 2.3. Sumbu defleksi dari balok tersebut, yaitu kurva elastis, terlihat melentur menjadi radius ρ . Pusat kurva O untuk setiap elemen dapat diperoleh dengan memperluas perpotongan setiap dua irisan yang berdekatan seperti A' B' dan D' C'.

Dalam pandangan yang diperbesar dari elemen A' B' C' D' dalam gambar 2.3 dapat kita lihat bahwa dalam balok yang melentur sudut yang termasuk antara dua irisan yang berdampingan adalah $\Delta\theta$. Bila jarak y dari permukaan netral kepada serat-serat yang diregangkan diukur dengan cara yang biasa sebagai posotif mengarak ke atas, maka deformasi Δu dari setiap serat dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\Delta u = -y \Delta\theta \dots \dots \dots (2.36)$$

Untuk y yang negatif ini menghasilkan perpanjangan yang konsisten dengan deformasi, seperti yang terlihat dalam gambar.

Serat-serat yang terletak pada permukaan kurva netral dari balok yang berdeformasi, yang dikarakteristikan dalam gambar 2.3 (b) sebagai serat ab , tidaklah mengalami regangan sama sekali. Karena itu panjang busur Δs menunjukkan panjang semula dari serat yang terdapat antara irisan-irisan $A' B'$ dan $D' C'$, maka akan terbentuk hubungan sebagai berikut :

$$\lim_{\Delta s \rightarrow 0} \frac{\Delta u}{\Delta s} = -y \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \frac{\Delta \theta}{\Delta s} \text{ atau } \frac{du}{ds} = -y \frac{d\theta}{ds} \dots\dots\dots(2.37)$$

Koordinat Cartesian kurva suatu garis didefinisikan sebagai :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\frac{d^2 v}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dv}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} = \frac{v''}{\left[1 + (v')^2\right]^{\frac{3}{2}}} \dots\dots\dots(2.38)$$

dimana x dan v merupakan koordinat sebuah titik pada suatu kurva. Dalam hubungan persoalan yang sedang ditinjau, jarak x menentukan letak sebuah titik pada kurva elastis dari balok yang mengalami defleksi, dan v memberikan defleksi berupa titik yang sama dari kedudukan awal. Karena defleksi yang diterima oleh sebagian besar struktur-struktur teknik adalah sangat kecil maka, kemiringan v' merupakan besaran yang dapat diabaikan bila dibandingkan dengan seluruh kesatuan, sehingga persamaan disederhanakan menjadi :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2 v}{dx^2} \dots\dots\dots(2.39)$$

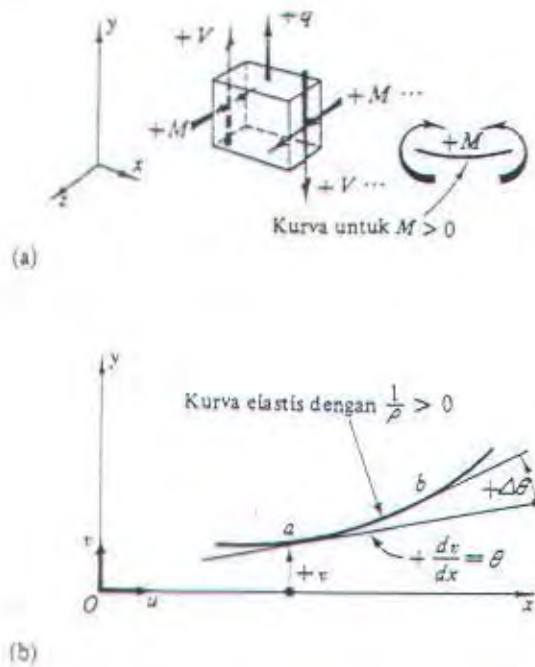
Berdasarkan ini penentuan persamaan differensial untuk defleksi sebuah balok elastis mengikuti persamaan :

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{M}{EI} \dots\dots\dots(2.40)$$

Sistem koordinat xyz dipergunakan untuk menentukan letak titik-titik bahan dalam sebuah balok untuk menghitung momen inersia I . Di pihak lain, dalam soal planar

(dua dimensi), adalah sistem sumbu-sumbu xv yang dipergunakan untuk menentukan letak titik-titik pada kurva elastis.

Arah positif dari sumbu v diambil untuk mempunyai sikap yang sama dengan yang positif dari sumbu y dan arah positif dari beban dipakai q



Gambar 2.4 Momen dan hubungannya dengan kurva

Kemiringan positif dv/du dari kurva elastis menjadi lebih positif begitu x bertambah besar, maka kurva $1/\rho \approx d^2v/dx^2$ adalah positif. Sikap kurva ini sesuai dengan kurva yang disebabkan oleh momen positif terpakai M .

Dalam beberapa buku arah positif untuk defleksi v diambil dengan arah ke bawah dengan sumbu x diarahkan ke kanan. Untuk pemilihan koordinat yang demikian kurva positif adalah yang cekung ke bawah. Karena itu kurva yang disebabkan oleh momen positif M berlawanan terhadap hubungan tersebut dengan kurva positif dari kurva elastis, sehingga didapatkan :

$$\frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{M}{EI}$$

Untuk penyelesaian soal-soal defleksi balok, sebagai tambahan terhadap persamaan-persamaan differensial, maka syarat-syarat batas haruslah lebih dulu ditentukan. Antara lain beberapa jenis syarat batas homogen adalah sebagai berikut :

1. Tumpuan apit atau jepit : Dalam hal ini simpangan v dan kemiringan dv/dx haruslah nol. Kemudian pada ujung yang ditinjau, dimana $x = a$,

$$v(a) = 0 \quad v'(a) = 0$$

2. Tumpuan rol atau pasak : Pada ujung yang ditinjau, tidak terdapat defleksi v dan tidak ada momen M , jadi

$$v(a) = 0 \quad M(a) = EIv''(a) = 0$$

3. Ujung bebas : Ujung seperti ini bebas dari momen dan geser, jadi

$$M(a) = EIv''(a) = 0 \quad V(a) = (EIv''')'_{x=a} = 0$$

4. Tumpuan kendali (guided support) : Dalam kasus ini gerakan vertikal bebas diperbolehkan, tetapi perputaran ujung dicegah. Tumpuan ini tidak mampu melawan setiap geseran, sehingga

$$v'(a) = 0 \quad V(a) = (EIv''')'_{x=a} = 0$$

BAB III
ANALISA GETARAN TORSIONAL SISTEM PROPULSI
KM. SURYA TULUS

3.1 DATA KOMPONEN SISTEM PROPULSI KM. SURYA TULUS

3.1.1 Spesifikasi Motor Induk

Type Motor	: Mitshubishi UE Diesel Engine model 6UET45/75C
BHP MCR	: 3800 PS
Jumlah Stroke	: 2 stroke
No. of Cylinder	: 6
Cylinder Bore	: 450 mm
Length of Stroke	: 750 mm
Speed MCR	: 230 rpm
Firing Order	: 6-1-5-3-4-2

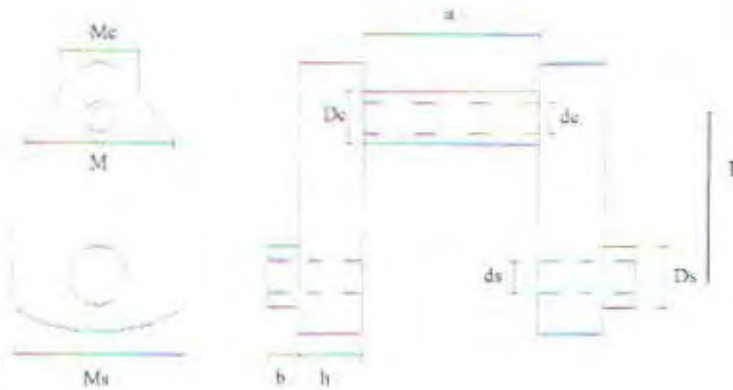
3.1.2 Spesifikasi Propeller

Diameter Propeller	: 3250 mm
Jumlah Blade	: 4
Lebar Blade Max. pada 0,5R	: 1105 mm
Tebal Blade Max. pada 0,5R	: 93,5 mm
Material	: Manganese Broze (KHBsCl)

3.1.3 Spesifikasi Flywheel

Diameter Flywheel	: 1800 mm
Berat Coupling	: 872 kg

3.1.4 Spesifikasi Crank Shaft



Gambar 3.1 Dimensi crank shaft

$$M = M_c = M_s = 600 \text{ mm}$$

$$D_c = D_1 = 340 \text{ mm}$$

$$d_c = 0$$

$$D_s = D_2 = 340 \text{ mm}$$

$$D_s = 0$$

$$a = 212 \text{ mm}$$

$$b = 238 \text{ mm}$$

$$h = 175 \text{ mm}$$

$$r = 375 \text{ mm}$$

Shear Modulus Bahan : 80 GPa

Modulus Elastisitas Bahan : 210 GPa

3.1.5 Spesifikasi Piston dan Connecting Rod

Berat Piston dan connecting rod : 61 kg

Berat crankweb, crank pin dan journal selection : 119,07 kg

3.1.6 Spesifikasi Coupling

Diameter Coupling	: 715 mm
Berat Coupling	: 1360 kg

3.1.7 Spesifikasi Intermediate Shaft

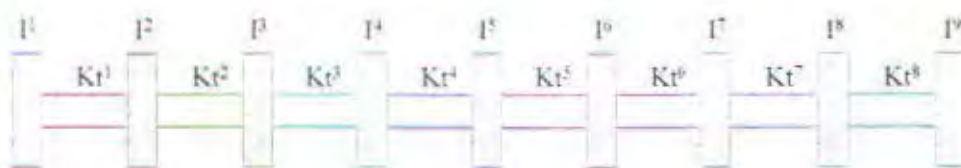
Diameter Intermediate Shaft	: 270 mm
Panjang Intermediate Shaft	: 2195 mm
Tensile Strength / Kuat Tarik	: 50 kg/mm^2
Jenis Material	: Carbon Steel
Shear Modulus Bahan	: 80 GPa

3.1.8 Spesifikasi Propeller Shaft

Diameter Propeller Shaft	: 360 mm
Panjang Propeller Shaft	: 3700 mm
Tensile Strength / Kuat Tarik	: 638 kg/mm^2
Jenis Material	: Carbon Steel
Shear Modulus Bahan	: 80 GPa

3.2 PEMODELAN SISTEM PROPULSI KM. SURYA TULUS

Sistem propulsi KM. Surya Tulus yang terdiri dari motor induk dengan silinder berjumlah enam, flywheel, kopling, propeller dapat diidealkan seperti gambar di bawah ini :



Gambar 3.2 Pemodelan sistem propulsi KM. Surya Tulus untuk getaran bebas

Keterangan :

$I_1 = I_2 = I_3 = I_4 = I_5 = I_6$: Momen inersia massa silinder

I_7 : Momen inersia massa flywheel

I_8 : Momen inersia massa coupling

I_9 : Momen inersia massa propeller

$K_{t1} = K_{t2} = K_{t3} = K_{t4} = K_{t5} = K_{t6}$: Kekakuan Pegas Torsional
Crankshaft

K_{t7} : Kekakuan Pegas Torsional intermediate shaft

K_{t8} : Kekakuan Pegas Torsional propeller shaft

3.3 PERHITUNGAN PARAMETER GETARAN TORSIONAL

3.3.1 Momen Inersia Massa Silinder

$$I_{\text{cylinder}} = \frac{1}{g} W_1 + \frac{1}{2} W_2 \left(1 + \frac{r^2}{4l^2} \right) r^2 \quad (\text{lb.in. sec}^2)$$

Dimana : W_1 = Berat crankweb, crank pin dan journal selection (lb)

W_2 = berat piston dan connecting rod (lb)

r = jari-jari crankshaft (in)

l = panjang connecting rod (in)

$$W_1 = 119,07 \text{ kg} = 262,494 \text{ lb}$$

$$W_2 = 61 \text{ kg} = 134,481 \text{ lb}$$

$$r = 170 \text{ mm} = 6,6929 \text{ in}$$

$$l = 1190 \text{ mm} = 46,8503 \text{ in}$$

$$g = \text{konstanta gravitasi} = 386 \frac{\text{in}}{\text{sec}^2}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} I_{\text{cylinder}} &= \frac{1}{386} 262,494 + \frac{1}{2} 134,481 \left(1 + \frac{6,6929^2}{4,46,8503^2} \right) 6,6929^2 \\ &= 3095,4032 \text{ lb.in.sec}^2 = 349,7169 \text{ N.m.sec}^2 \end{aligned}$$

3.3.2 Momen Inersia Massa Flywheel

$$I_{\text{flywheel}} = \frac{M \cdot r^2}{2} \quad (\text{N.m.sec}^2)$$

Dimana : M = massa flywheel (kg)

r = jari-jari flywheel (m)

$M = 872 \text{ kg}$

$r = 0,9 \text{ m}$

Sehingga :

$$\begin{aligned} I_{\text{flywheel}} &= \frac{872 \cdot 0,9^2}{2} \\ &= 330,885 \text{ N.m.sec}^2 \end{aligned}$$

3.3.3 Momen Inersia Massa Coupling

$$I_{\text{coupling}} = \frac{M_c \cdot r_c^2}{2} \quad (\text{N.m.sec}^2)$$

Dimana : M_c = massa coupling (kg)

r_c = jari-jari coupling (m)

$M_c = 1360 \text{ kg}$

$r_c = 0,3575 \text{ m}$

Sehingga :

$$\begin{aligned} I_{\text{coupling}} &= \frac{1360 \cdot 0,3575^2}{2} \\ &= 86,908 \text{ N.m.sec}^2 \end{aligned}$$

3.3.4 Momen Inersia Massa Propeller

$$I_{\text{propeller}} = \frac{1,25}{g} (0,0046 \cdot z \cdot d^3 \cdot b \cdot l) \quad (\text{lb.in. sec}^2)$$

Dimana : z = jumlah blade propeller

g = konstanta gravitasi = $386 \frac{in}{sec^2}$

d = diameter propeller (in)

b = lebar blade maksimum pada $0,5R$ (in)

t = tebal blade maksimum pada $0,5R$ (in)

$$z = 4$$

$$g = 386 \frac{in}{sec^2}$$

$$d = 3,250 \text{ m} = 127,9525 \text{ in}$$

$$b = 1,105 \text{ m} = 43,504 \text{ in}$$

$$t = 0,0935 \text{ m} = 3,681 \text{ in}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} I_{propeller} &= \frac{1,25}{386} (0,0046 \cdot 4 \cdot 127,9525^3 \cdot 43,504 \cdot 3,681) \\ &= 19988,58 \text{ lb.in. sec}^2 = 2258,293 \text{ N.m.sec}^2 \end{aligned}$$

3.3.5 Kekakuan Pegas Torsional Crankshaft

Untuk menentukan besarnya kekakuan pegas torsional crankshaft dapat dicari dengan persamaan :

$$\frac{1}{K_{t_{crankshaft}}} = \frac{2bl}{c_1} + \frac{al}{c_2} + \frac{2r}{B}$$

Dimana ;

$$2bl = 2b + 0,9h$$

$$al = a + 0,9h$$

$$c_1 = \frac{\pi \cdot D_1^4 \cdot G}{32}$$

$$c_2 = \frac{\pi \cdot D_2^4 \cdot G}{32}$$

$$B = \frac{h.c^3.E}{12}$$

$$M = Mc = Ms = C = 600 \text{ mm} = 23,622 \text{ in}$$

$$D1 = 340 \text{ mm} = 13,3858 \text{ in}$$

$$D2 = 340 \text{ mm} = 13,3858 \text{ in}$$

$$a = 212 \text{ mm} = 8,34644 \text{ in}$$

$$b = 238 \text{ mm} = 9,37006 \text{ in}$$

$$h = 175 \text{ mm} = 6,88975 \text{ in}$$

$$r = 375 \text{ mm} = 14,76375 \text{ in}$$

$$G = \text{Shear Modulus Bahan} : 80 \text{ GPa} = 116,032 \cdot 10^9 \text{ lbf/in}^2$$

$$E = \text{Modulus Elastisitas Bahan} : 210 \text{ GPa} = 304,584 \cdot 10^9 \text{ lbf/in}^2$$

Sehingga

$$2bl = 2 \cdot 9,37006 + 0,9 \cdot 6,88975 = 24,940895$$

$$a1 = 8,34644 + 0,9 \cdot 6,88975 = 14,547215$$

$$c_1 = \frac{(3,14 \cdot 13,3858^4 \cdot 116,032 \cdot 10^9)}{32} = 365539888612395,060059$$

$$c_2 = \frac{(3,14 \cdot 13,3858^4 \cdot 116,032 \cdot 10^9)}{32} = 365539888612395,060059$$

$$B = \frac{6,88975 \cdot 23,622^3 \cdot 304,584 \cdot 10^9}{12} = 2305044418794664,214556$$

$$K_{t_{\text{crankshaft}}} = \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot B}{2bl \cdot c_2 \cdot B + a1 \cdot c_1 \cdot B + 2r \cdot c_1 \cdot c_2}$$

$$= 8,27563 \cdot 10^{12} \text{ lbf.in/rad} = 9,34976 \cdot 10^{11} \text{ N.m/rad}$$

3.3.6 Kekakuan Pegas Torsional Intermediate Shaft

Untuk menentukan besarnya kekakuan pegas torsional Intermediate Shaft dapat dicari dengan persamaan :

$$K_{t_{\text{poros}}} = \frac{\pi \cdot G \cdot d^4}{32 \cdot L} \quad \left(\frac{\text{N.m}}{\text{rad}} \right)$$

Dimana : G = shear modulus bahan (Pa)

d = diameter poros (m)

L = panjang poros (m)

$$G = 80 \text{ GPa} = 80 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

$$d = 270 \text{ mm} = 0,27 \text{ m}$$

$$L = 2,195 \text{ m}$$

Sehingga :

$$K_{t_{\text{poros}}} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0,27^4}{32 \cdot 2,195} = 19005976,632 \text{ N.m/rad}$$

3.3.7 Kekakuan Pegas Torsional Propeller Shaft

Untuk menentukan besarnya kekakuan pegas torsional Propeller Shaft dapat dicari dengan persamaan :

$$K_{t_{\text{poros}}} = \frac{\pi \cdot G \cdot d^4}{32 \cdot L} \quad \left(\frac{\text{N.m}}{\text{rad}} \right)$$

Dimana : G = shear modulus bahan (Pa)

d = diameter poros (m)

L = panjang poros (m)

$$G = 80 \text{ GPa} = 80 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

$$d = 360 \text{ mm} = 0,36 \text{ m}$$

$$L = 3,7 \text{ m}$$

Sehingga :

$$K_{t_{\text{poros}}} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0,36^4}{32 \cdot 3,7} = 35635096,352 \text{ N.m/rad}$$

3.4 FREKUENSI NATURAL DAN KECEPATAN KRITIS

Dengan menggunakan metode Holzer maka dapat ditentukan frekuensi natural sistem sebagai berikut :

- ❑ Frekuensi natural I = 0 rad/sec
- ❑ Frekuensi natural II = 102,80191701870 rad/sec
- ❑ Frekuensi natural III = 801,092947423759 rad/sec

Sedangkan harga kecepatan kritis dari sistem dapat dicari dari rumus :

$$\text{Kecepatan kritis} = \frac{\omega_n \cdot 60}{2\pi \cdot n}$$

Dimana : ω_n = frekuensi natural

n = orde number

Orde Ke:	Kecepatan Kritis (rpm)	
	$\omega = 102,80191701870$	$\omega = 801,092947423759$
1	982,1839206	7653,754275
2	491,0919603	3826,877137
3	327,3946402	2551,251425
4	245,5459801	1913,438569
5	196,4367841	1530,750855
6	163,6973201	1275,625712
7	140,3119887	1093,393468
8	122,7729901	956,7192843
9	109,1315467	850,4171416
10	98,21839206	765,3754275

Tabel 3.1 Kecepatan kritis

Kondisi operasional intermediate shaft KM Surya Tulus berada pada 90 rpm sampai 230 rpm sehingga kondisi yang akan dianalisa adalah frekuensi natural $\omega = 102,80191701870$ rad/sec dengan orde number 5 sampai 10.

3.5 PERHITUNGAN AMPLITUDO SEBENARNYA PADA MASSA PERTAMA

Untuk mendapatkan amplitudo yang sebenarnya pada cylinder pertama ditentukan dengan persamaan :

$$\theta_1 = M \cdot \theta_0 \text{ (rad)}$$

$$\theta_0 = \frac{t_j \cdot A_r \cdot \sum \vec{\alpha}}{\omega^2 \cdot \sum_{i=1}^m (I_i \Delta_i^2)} \text{ (rad)}$$

- t_j adalah j-orde gaya tangensial componen per silinder (N/m^2), didapat dari tabel pada buku “Vibration Control In Ships”, sehingga didapatkan harga t_j sebagai berikut :

Orde	Nilai T_j (N/m^2)
5	185714,2857
6	114285,7143
7	85714,29
8	57142,85714
9	32142,86
10	7142,857143

Tabel 3.2 harga t_j

- A adalah piston area dihitung dengan rumus :

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

dimana d adalah diameter piston = 446,5 mm = 0,4465 m

$$\text{sehingga } A = \frac{3,14 \cdot 0,4465^2}{4} = 0,156499 \text{ m}^2$$

- R adalah crank radius = 375 mm = 0,375 m
- $\sum \vec{\alpha}$: penjumlahan geometrical dari vektor untuk semua silinder

$$\sum \vec{\alpha} = \sqrt{\left(\sum_i \alpha_i \cos k\beta_i \right)^2 + \left(\sum_i \alpha_i \sin k\beta_i \right)^2}$$

dimana : $\alpha_i = \frac{a_i}{a_1}$ adalah perbandingan amplitudo relatif dari
crank

k : harmonik order

β : sudut antara crank (berdasarkan firing order)

Sehingga didapatkan harga $\sum \vec{\alpha}$ sebagai berikut :

Tabel 3.3 nilai $\sum \vec{\alpha}$ untuk orde 5

i	α_i	β_i	$\cos k\beta_i$	$\sin k\beta_i$	$\alpha_i \cos k\beta_i$	$\alpha_i \sin k\beta_i$
1	1	60	-0,0221	-0,99976	-0,0221	-0,99976
2	0,999996	300	-0,11027	-0,9939	-0,11027	-0,9939
3	0,999988	180	0,066247	0,997803	0,066246	0,997791
4	0,999976	240	0,996096	-0,08828	0,996072	-0,08828
5	0,99996	120	-0,99902	0,044182	-0,99898	0,044181
6	0,999941	0	1	0	0,999941	0
Σ					0,930911	-1,03996
Σ^2					0,866596	1,081513

$$\sum \vec{\alpha} = 1,395747$$

Tabel 3.4 nilai $\sum \vec{\alpha}$ untuk orde 6

i	α_i	β_i	$\cos k\beta_i$	$\sin k\beta_i$	$\alpha_i \cos k\beta_i$	$\alpha_i \sin k\beta_i$
1	1	60	-0,28369	0,958916	-0,28369	0,958916
2	0,999996	300	-0,99122	0,132202	-0,99122	0,132202
3	0,999988	180	0,759747	-0,65022	0,759738	-0,65021
4	0,999976	240	0,407972	0,912994	0,407962	0,912973
5	0,99996	120	-0,83904	-0,54407	-0,83901	-0,54405
6	0,999941	0	1	0	0,999941	0
Σ					0,053725	0,809829
Σ^2					0,002886	0,655823

$$\sum \vec{\alpha} = 0,811609$$

Tabel 3.5 nilai $\sum \vec{\alpha}$ untuk orde 7

i	α_i	β_i	$\cos k\beta_i$	$\sin k\beta_i$	$\alpha_i \cos k\beta_i$	$\alpha_i \sin k\beta_i$
1	1	60	0,562479	-0,82681	0,562479	-0,82681
2	0,999996	300	0,154073	0,98806	0,154072	0,988056
3	0,999988	180	-0,9756	-0,21954	-0,97559	-0,21954
4	0,999976	240	-0,73028	0,683152	-0,73026	0,683135
5	0,99996	120	-0,36724	-0,93013	-0,36722	-0,93009
6	0,999941	0	1	0	0,999941	0
Σ					-0,35658	-0,30525
Σ^2					0,127149	0,093179

$$\sum \vec{\alpha} = 0,469391$$

Tabel 3.6 nilai $\sum \alpha$ untuk orde 8

i	α_i	β_i	$\cos k\beta_i$	$\sin k\beta_i$	$\alpha_i \cos k\beta_i$	$\alpha_i \sin k\beta_i$
1	1	60	-0,78773	0,616017	-0,78773	0,616017
2	0,999996	300	0,984414	-0,17587	0,98441	-0,17587
3	0,999988	180	0,407972	0,912994	0,407967	0,912984
4	0,999976	240	-0,88379	-0,46788	-0,88377	-0,46787
5	0,999996	120	0,241047	-0,97051	0,241037	-0,97048
6	0,999941	0	1	0	0,999941	0
Σ					0,96185	-0,08521
Σ^2					0,925155	0,007261

$$\sum \alpha = 0,965617$$

Tabel 3.7 nilai $\sum \alpha$ untuk orde 9

i	α_i	β_i	$\cos k\beta_i$	$\sin k\beta_i$	$\alpha_i \cos k\beta_i$	$\alpha_i \sin k\beta_i$
1	1	60	0,938016	-0,34659	0,938016	-0,34659
2	0,999996	300	-0,19758	-0,98029	-0,19758	-0,98028
3	0,999988	180	0,487293	-0,87324	0,487287	-0,87323
4	0,999976	240	0,15443	-0,988	0,154426	-0,98798
5	0,999996	120	0,759747	-0,65022	0,759717	-0,65019
6	0,999941	0	1	0	0,999941	0
Σ					3,14181	-3,83828
Σ^2					9,870972	14,73238

$$\sum \alpha = 4,960177$$

Tabel 3.8 nilai $\sum \alpha$ untuk orde 10

i	α_i	β_i	$\cos k\beta_i$	$\sin k\beta_i$	$\alpha_i \cos k\beta_i$	$\alpha_i \sin k\beta_i$
1	1	60	-0,99902	0,044182	-0,99902	0,044182
2	0,999996	300	-0,97568	0,21919	-0,97568	0,219189
3	0,999988	180	-0,99122	0,132202	-0,99121	0,132201
4	0,999976	240	0,984414	-0,17587	0,98439	-0,17586
5	0,999996	120	0,996096	-0,08828	0,996056	-0,08828
6	0,999941	0	1	0	0,999941	0
Σ					0,014475	0,131433
Σ^2					0,00021	0,017275

$$\sum \alpha = 0,132228$$

□ ω adalah frekuensi natural = 102,80191701870 rad/sec

□ $\sum_{i=1}^m (I_i \Delta_i^2)$ didapat dari tabel holzer = 4987,405 kgm²

Sehingga didapatkan θ_0 sebagai berikut :

Orde	T _j	A (m ²)	r (m)	$\sum \alpha$	ω	$\sum_{i=1}^m (I_i \Delta_i^2)$	θ_0 (rad)
5	185714,3	0,156499	0,375	1,39574671	102,8019	4987,405	0,000289
6	114285,7	0,156499	0,375	0,81160888	102,8019	4987,405	0,000103
7	85714,29	0,156499	0,375	0,46939107	102,8019	4987,405	$4,48 \cdot 10^{-05}$
8	57142,86	0,156499	0,375	0,96561696	102,8019	4987,405	$6,14 \cdot 10^{-05}$
9	32142,86	0,156499	0,375	4,96017663	102,8019	4987,405	0,000178
10	7142,857	0,156499	0,375	0,13222814	102,8019	4987,405	$1,05 \cdot 10^{-06}$

Tabel 3.9 Nilai θ_0

□ Untuk dynamic magnifier dari main engine didapat dengan rumus:

$$M_E = 3,8(\theta_0)^{-1,4}$$

Sehingga harga M_E didapatkan sebagai berikut :

Orde	θ_0	M_E
5	0,000289	29,1544
6	0,000103	37,69489
7	$4,48 \cdot 10^{-05}$	46,44833
8	$6,14 \cdot 10^{-05}$	42,92155
9	0,000178	32,9209
10	$1,05 \cdot 10^{-06}$	118,6638

Tabel 3.10 Nilai M_E

□ Untuk dynamic magnifier dari propeller didapat dengan rumus:

$$M_p = \frac{I_p \cdot \omega}{C_p}$$

$$C_p = 4,271 \cdot f \left(\frac{D_H}{D_p} \right) \cdot D_p^5 \cdot \left(\frac{H}{D_p} \right)^2 \cdot \left(\frac{F_a}{F} \right) \text{rpm}$$

Dimana :

$$f\left(\frac{D_B}{D_P}\right) = \frac{1}{8}\sqrt{\frac{u-1}{u}} + \frac{1}{12}\sqrt{\frac{u-1}{u^2}} + \frac{1}{3}\sqrt{\frac{u-1}{u^3}} + \frac{1}{8}\arctg\sqrt{u-1}$$

$$D_B = 0,6\text{m}$$

$$D_P = 3,25\text{ m}$$

$$H = 2,1\text{ m}$$

$$F_s = 4,9775\text{ m}^2$$

$$u = 3,25 / 0,6 = 5,416$$

$$F = \frac{3,14}{4} 3,25^2 = 8,291563$$

$$f\left(\frac{D_B}{D_P}\right) = \frac{1}{8}\sqrt{\frac{5,416-1}{5,416}} + \frac{1}{12}\sqrt{\frac{5,416-1}{5,416^2}} + \frac{1}{3}\sqrt{\frac{5,416-1}{5,416^3}} + \frac{1}{8}\arctg\sqrt{5,416-1}$$

$$f\left(\frac{D_B}{D_P}\right) = 8,119033$$

Sehingga harga M_p didapatkan sebagai berikut :

orde	rpm	Cp	l	ω	M_p
5	196,4368	619042,2	2258,293	102,8019	0,375026
6	163,6973	515868,5	2258,293	102,8019	0,450031
7	140,312	442173	2258,293	102,8019	0,525036
8	122,773	386901,4	2258,293	102,8019	0,600041
9	109,1315	343912,3	2258,293	102,8019	0,675047
10	98,21839	309521,1	2258,293	102,8019	0,750052

Tabel 3.11 Nilai M_p

□ Harga keseluruhan dynamic magnifier didapatkan dengan rumus :

$$M = \left[\left(\frac{1}{M_E} \right)^2 + \left(\frac{1}{M_P} \right)^2 \right]^{-1/2}$$

Sehingga diperoleh nilai keseluruhan dynamic magnifier sebagai berikut :

Orde	Rpm	M_E	M_P	M
5	196,4368	29,1544	0,375026	0,374995
6	163,6973	37,69489	0,450031	0,449999
7	140,312	46,44833	0,525036	0,525003
8	122,773	42,92155	0,600041	0,599983
9	109,1315	32,9209	0,675047	0,674905
10	98,21839	118,6638	0,750052	0,750037

Tabel 3.12 Nilai keseluruhan dynamic magnifier

Dan dengan persamaan $\theta_1 = M \cdot \theta_0$ (rad) , maka didapatkan amplitudo yang sebenarnya pada cylinder pertama sebagai berikut :

Orde	Rpm	θ_0	M	θ_1 (rad)
5	196,4368	0,000289	0,374995	0,000108238
6	163,6973	0,000103	0,449999	$4,6478 \cdot 10^{-05}$
7	140,312	$4,48 \cdot 10^{-05}$	0,525003	$2,35203 \cdot 10^{-05}$
8	122,773	$6,14 \cdot 10^{-05}$	0,599983	$3,6865 \cdot 10^{-05}$
9	109,1315	0,000178	0,674905	0,000119834
10	98,21839	$1,05 \cdot 10^{-05}$	0,750037	$7,88775 \cdot 10^{-07}$

Tabel 3.13 Nilai amplitudo yang sebenarnya pada cylinder pertama

3.6 TORSI EKSITASI

3.6.1 Torsi Eksitasi Engine

Besarnya torsi eksitasi engine dihitung dengan rumus :

$$W_{exc. res} = \pi T_k a_1 \sum \alpha$$

Dimana :

T_k = momen harmonik untuk k order,

didapat dengan rumus:

$$T_k = C_k \frac{\pi D^2}{4} r$$

C_k : harmonik koefisien yang menyatakan gaya yang bekerja pada 1cm^2 dari piston area, didapat dari grafik pada buku

"Marine Internal Combustion Engine" karangan N. Petrovsky

D : Diameter piston (cm)

r : crank radius (cm)

a_1 : amplitudo sebenarnya pada massa ke-1 (radian)

$\sum \alpha$: penjumlahan geometrical dari vektor untuk semua silinder

$$\sum \alpha = \sqrt{\left(\sum \alpha_i \cos k\beta_i \right)^2 + \left(\sum \alpha_i \sin k\beta_i \right)^2}$$

dimana : $\alpha_i = \frac{a_i}{a_1}$ adalah perbandingan amplitudo relatif dari crank

k : harmonik order

untuk motor 2 langkah : 1, 2, 3, ... k dan untuk

motor 4 langkah : 0.5, 1, 1.5, ... $\frac{k}{2}$

β : sudut antara crank (berdasarkan firing order)

sehingga didapatkan tabel sebagai berikut :

Rpm	orde	C_k kg/cm ²	D cm	r cm	T_k (kg.cm)
196,4368	5	1,6	44,65	37,5	93899,61975
163,6973	6	1,1	44,65	37,5	64555,98858
140,312	7	0,8	44,65	37,5	46949,80988
122,773	8	0,466667	44,65	37,5	27387,38909
109,1315	9	0,333333	44,65	37,5	19562,42078
98,21839	10	0,266667	44,65	37,5	15649,93663

Tabel 3.14 Nilai momen harmonik untuk k order

Rpm	Orde	Tk	a1	$\sum \alpha$	W eks (kg.cm)	W eks (N.m)
196.4368	5	93899.62	0.000108238	1.39574671	44.54295791	4.365209875
163.6973	6	64555.99	$4.6478 \cdot 10^{-05}$	0.81160888	7.646452441	0.749352339
140.312	7	46949.81	$2.35203 \cdot 10^{-05}$	0.46939107	1.627576597	0.159502507
122.773	8	27387.39	$3.6865 \cdot 10^{-05}$	0.96561696	3.06125154	0.300002651
109.1315	9	19562.42	0.000119834	4.96017663	36.51157626	3.578134473
98.21839	10	15649.94	$7.88775 \cdot 10^{-07}$	0.13222814	0.005125297	0.000502279

Tabel 3.15 Nilai torsi eksitasi engine

3.6.2 Torsi Eksitasi Propeller

Besarnya torsi eksitasi propeller dihitung dengan rumus :

$$W_{prop} = r \cdot Q$$

Dimana :

r : torsi eksitasi faktor didapat dari tabel pada buku Marine Engineering

Q : steady torsional load

$$Q = \frac{63,025 \text{ bhp}}{N} (in.lb)$$

$$\text{bhp} = 1323 \text{ kw} = 1773,458445 \text{ hp}$$

$$N = 230 \text{ rpm}$$

$$Q = \frac{63,025 \cdot 1773,458445}{230} = 485,9661674 (in.lb)$$

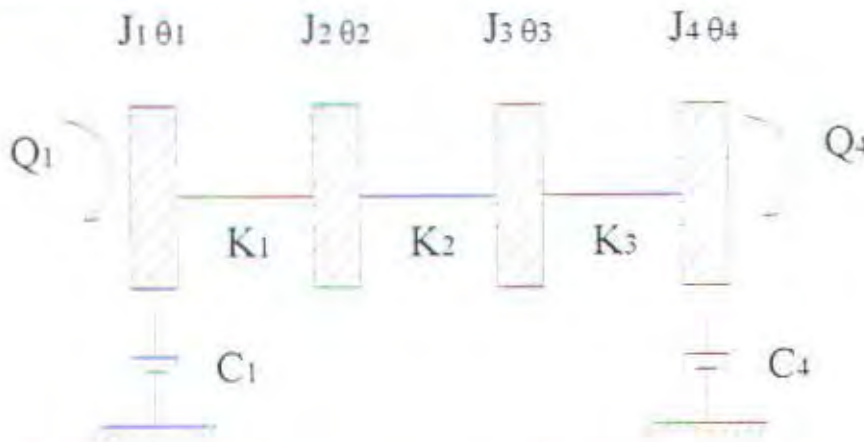
sehingga didapatkan:

Rpm	Torsi eksitasi propeller (Nm)
196.4368	8.235626794
163.6973	7.686585008
140.312	7.137543221
122.773	6.588501435
109.1315	6.039459649
98.21839	5.490417863

Tabel 3.16 Nilai torsi eksitasi propeller

3.7 PERHITUNGAN GETARAN PAKSA

Sistem propulsi KM. Surya Tulus yang terdiri dari motor induk dengan silinder berjumlah enam, flywheel, kopling, propeller dapat dimodelkan sistem seperti gambar di bawah ini :



Gambar 3.3 Pemodelan sistem propulsi KM. Surya Tulus untuk getaran paksa

Dimana :

1. J_1 = momen inersia massa engine
 θ_1 = amplitudo engine
 C_1 = engine damping
 k_1 = total kekakuan pegas torsional crank shaft
 Q_1 = torsi eksitasi engine
2. J_2 = momen inersia massa flywheel
 θ_2 = amplitudo flywheel
 k_2 = kekakuan pegas torsional intermediate shaft
3. J_3 = momen inersia massa coupling
 θ_3 = amplitudo coupling
 k_3 = kekakuan pegas torsional propeller shaft
4. J_4 = momen inersia massa propeller
 θ_4 = amplitudo propeller

C_4 = propeller damping

Q_4 = torsi eksitasi propeller

Sehingga didapatkan persamaan untuk gerakan sebagai berikut :

$$-J_1\omega^2\theta_1 + iC_1\omega\theta_1 + k_1\theta_1 - k_1\theta_2 = Q_1 \dots\dots\dots(1)$$

$$-J_2\omega^2\theta_2 - k_1\theta_1 + (k_1 + k_2)\theta_2 - k_2\theta_3 = 0 \dots\dots\dots(2)$$

$$-J_3\omega^2\theta_3 - k_2\theta_2 + (k_2 + k_3)\theta_3 - k_3\theta_4 = 0 \dots\dots\dots(3)$$

$$-J_4\omega^2\theta_4 - k_3\theta_3 + iC_4\omega\theta_4 = Q_4 \dots\dots\dots(4)$$

Dari persamaan tersebut dapat diubah menjadi :

$$(-J_1\omega^2 + iC_1\omega + k_1)\theta_1 - k_1\theta_2 = Q_1 \dots\dots\dots(1)$$

$$-k_1\theta_1 + (-J_2\omega^2 + k_1 + k_2)\theta_2 - k_2\theta_3 = 0 \dots\dots\dots(2)$$

$$-k_2\theta_2 + (-J_3\omega^2 + k_2 + k_3)\theta_3 - k_3\theta_4 = 0 \dots\dots\dots(3)$$

$$-k_3\theta_3 + (-J_4\omega^2 + iC_4\omega)\theta_4 = Q_4 \dots\dots\dots(4)$$

3.7.1 Untuk Kecepatan Kritis $n_{cr} = 196,4368$ rpm

$$J_1 = 6 \times 349,7169 \text{ N.m.sec}^2 = 2098,3014 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_1 = k.A.r^2 = 42.10^3. 0,156499. 0,375^2 = 924,322 \text{ Nms/rad}$$

k_1 = total kekakuan pegas torsional crank shaft

$$\frac{1}{k_1} = 6 \times \frac{1}{9,34976.10^{11}}$$

$$k_1 = 9,34976.10^{11} / 6 = 1,5582933.10^{11}$$

$$Q_1 = 4,365209875 \text{ Nm}$$

$$J_2 = 330,885 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_2 = 19005976,632 \text{ Nm/rad}$$



$$J_3 = 86,908 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_3 = 35635096,352 \text{ Nm/rad}$$

$$J_4 = 2258,293 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_4 = 619042,2$$

$$Q_4 = 8,235626794 \text{ Nm}$$

Substitusi harga yang diberikan ke dalam persamaan gerakan :

$$(1,55828 \cdot 10^{11} + 19004,4147 i) \theta_1 - 1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_2 = 4,3652 \dots \dots \dots (1)$$

$$-1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_1 + 1,55848 \cdot 10^{11} \theta_2 - 19005976,63 \theta_3 = 0 \dots \dots \dots (2)$$

$$-19005976,63 \theta_2 + 54604334,42 \theta_3 - 35635096,35 \theta_4 = 0 \dots \dots \dots (3)$$

$$-35635096,35 \theta_3 + (-954646,7675 + 12727744,3 i) \theta_4 = 8,2356 \dots \dots \dots (4)$$

Selesaikan dengan kaidah Cramer

$$\theta_1 = \frac{\begin{vmatrix} 4,3652 & -1,5582933 \cdot 10^{11} & 0 & 0 \\ 0 & 1,55848 \cdot 10^{11} & -19005976,63 & 0 \\ 0 & -19005976,63 & 54604334,42 & -35635096,35 \\ 8,2356 & 0 & -35635096,35 & (-954646,7675 + 12727744,3 i) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} (1,55828 \cdot 10^{11} + 19004,4147 i) & -1,5582933 \cdot 10^{11} & 0 & 0 \\ -1,5582933 \cdot 10^{11} & 1,55848 \cdot 10^{11} & -19005976,63 & 0 \\ 0 & -19005976,63 & 54604334,42 & -35635096,35 \\ 0 & 0 & -35635096,35 & (-954646,7675 + 12727744,3 i) \end{vmatrix}}$$

$$\theta_1 = \frac{(-3,01714 \times 10^{25} + 4,72787 i \times 10^{26})}{(-3,52041 \times 10^{29} + 1,15755 i \times 10^{29})}$$

$$\theta_1 = \frac{(-3,01714 \times 10^{25} + 4,72787 i \times 10^{26})(-3,01714 \times 10^{25} - 4,72787 i \times 10^{26})}{(-3,52041 \times 10^{29} + 1,15755 i \times 10^{29})(-3,01714 \times 10^{25} - 4,72787 i \times 10^{26})}$$

$$\theta_1 = \frac{2,2443786 i \times 10^{53}}{6,5349 \times 10^{33} + 1,62948 i \times 10^{56}}$$

Harga numerik θ_1 adalah

$$\theta_1 = \frac{2.2443786 \times 10^{53}}{\sqrt{(6.5349 \times 10^{55})^2 + (1.62948 \times 10^{56})^2}} = 1,27839 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\theta_2 = \begin{vmatrix} (1,55828 \cdot 10^{11} + 19004,4147i) & 4,3652 & 0 & 0 \\ -1,5582933 \cdot 10^{11} & 0 & -19005976,63 & 0 \\ 0 & 0 & 54604334,42 & -35635096,35 \\ 0 & 8,2356 & -35635096,35 & (-954646,7675 + 12727744,3i) \end{vmatrix}$$

$$\theta_2 = \frac{(-3.00725 \times 10^{25} + 4.72751 \times 10^{26})}{(-3.52041 \times 10^{29} + 1.15755 \times 10^{29})}$$

$$\theta_2 = \frac{(-3.00725 \times 10^{25} + 4.72751 \times 10^{26})(-3.00725 \times 10^{25} - 4.72751 \times 10^{26})}{(-3.52041 \times 10^{29} + 1.15755 \times 10^{29})(-3.00725 \times 10^{25} - 4.72751 \times 10^{26})}$$

$$\theta_2 = \frac{2.24397863 \times 10^{53}}{6.531 \times 10^{55} + 1.62947 \times 10^{56}}$$

Harga numerik θ_2 adalah

$$\theta_2 = \frac{2.24397863 \times 10^{53}}{\sqrt{(6.531 \times 10^{55})^2 + (1.62947 \times 10^{56})^2}} = 1,27827 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\theta_2 = \frac{\begin{vmatrix} (1,55828 \cdot 10^{11} + 19004,4147i) & -1,5582933 \cdot 10^{11} & 4,3652 & 0 \\ -1,5582933 \cdot 10^{11} & 1,55848 \cdot 10^{11} & 0 & 0 \\ 0 & -19005976,63 & 0 & -35635096,35 \\ 0 & 0 & 8,2356 & (-954646,7675 + 12727744,3i) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} (1,55828 \cdot 10^{11} + 19004,4147i) & -1,5582933 \cdot 10^{11} & 0 & 0 \\ -1,5582933 \cdot 10^{11} & 1,55848 \cdot 10^{11} & -19005976,63 & 0 \\ 0 & -19005976,63 & 54604334,42 & -35635096,35 \\ 0 & 0 & -35635096,35 & (-954646,7675 + 12727744,3i) \end{vmatrix}}$$

$$\theta_2 = \frac{(7,80648 \times 10^{26} + 1,65418ix \cdot 10^{26})}{(-3,52041 \times 10^{29} + 1,15755ix \cdot 10^{29})}$$

$$\theta_2 = \frac{(7,80648 \times 10^{26} + 1,65418ix \cdot 10^{26}) \cdot (7,80648 \times 10^{26} - 1,65418ix \cdot 10^{26})}{(-3,52041 \times 10^{29} + 1,15755ix \cdot 10^{29}) \cdot (7,80648 \times 10^{26} - 1,65418ix \cdot 10^{26})}$$

$$\theta_2 = \frac{6,36774415 \cdot 10^{53}}{-2,55672 \times 10^{56} + 1,48598ix \cdot 10^{56}}$$

Harga numerik θ_2 adalah

$$\theta_2 = \frac{6,36774415 \cdot 10^{53}}{\sqrt{(-2,55672 \times 10^{56})^2 + (1,48598ix \cdot 10^{56})^2}} = 3,06061 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\theta_2 = \frac{\begin{vmatrix} (1,55828 \cdot 10^{11} + 19004,4147i) & -1,5582933 \cdot 10^{11} & 0 & 4,3652 \\ -1,5582933 \cdot 10^{11} & 1,55848 \cdot 10^{11} & -19005976,63 & 0 \\ 0 & -19005976,63 & 54604334,42 & 0 \\ 0 & 0 & -35635096,35 & 8,2356 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} (1,55828 \cdot 10^{11} + 19004,4147i) & -1,5582933 \cdot 10^{11} & 0 & 0 \\ -1,5582933 \cdot 10^{11} & 1,55848 \cdot 10^{11} & -19005976,63 & 0 \\ 0 & -19005976,63 & 54604334,42 & -35635096,35 \\ 0 & 0 & -35635096,35 & (-954646,7675 + 12727744,3i) \end{vmatrix}}$$

$$\theta_4 = \frac{(1.21224 \times 10^{27} + 1.33186i \times 10^{24})}{(-3.52041 \times 10^{29} + 1.15755i \times 10^{29})}$$

$$\theta_4 = \frac{(1.21224 \times 10^{27} + 1.33186i \times 10^{24}) \cdot (1.21224 \times 10^{27} - 1.33186i \times 10^{24})}{(-3.52041 \times 10^{29} + 1.15755i \times 10^{29}) \cdot (1.21224 \times 10^{27} - 1.33186i \times 10^{24})}$$

$$\theta_4 = \frac{1.46952759 \times 10^{54}}{-4.26604 \times 10^{56} - 1.40792i \times 10^{56}}$$

Harga numerik θ_4 adalah

$$\theta_4 = \frac{1.46952759 \times 10^{54}}{\sqrt{(-4.26604 \times 10^{56})^2 + (1.40792 \times 10^{56})^2}} = 3,27117 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

3.7.2 Untuk Kecepatan Kritis $n_{cr} = 163,6973 \text{ rpm}$

$$J_1 = 6 \times 349,7169 \text{ N.m.sec}^2 = 2098,3014 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_1 = k \cdot A \cdot r^2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,156499 \cdot 0,375^2 = 924,322 \text{ Nms/rad}$$

k_1 = total kekakuan pegas torsional crank shaft

$$\frac{1}{k_1} = 6 \times \frac{1}{9,34976 \cdot 10^{11}}$$

$$k_1 = 9,34976 \cdot 10^{11} / 6 = 1,5582933 \cdot 10^{11}$$

$$Q_1 = 0,749352339 \text{ Nm}$$

$$J_2 = 330,885 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_2 = 19005976,632 \text{ Nm/rad}$$

$$J_3 = 86,908 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_3 = 35635096,352 \text{ Nm/rad}$$

$$J_4 = 2258,293 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_4 = 515868,5$$

$$Q_4 = 7,686585008 \text{ Nm}$$

Substitusi harga yang diberikan ke dalam persamaan gerakan :

$$(1,55829 \cdot 10^{11} + 15837,01226 i) \theta_1 - 1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_2 = 0,7494 \dots \dots (1)$$

$$-1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_1 + 1,55848 \cdot 10^{11} \theta_2 - 19005976,63 \theta_3 = 0 \dots \dots (2)$$

$$-19005976,63 \theta_2 + 54615560,09 \theta_3 - 35635096,35 \theta_4 = 0 \dots \dots (3)$$

$$-35635096,35 \theta_3 + (-662949,1441 + 8838711,316 i) \theta_4 = 7,6866 \dots \dots (4)$$

Diselesaikan dengan cara yang sama dengan penyelesaian sebelumnya sehingga didapatkan harga amplitudo sebagai berikut :

Amplitudo	Nilai
θ_1	$1,73999 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_2	$1,74003 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_3	$2,05712 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_4	$2,22708 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

Tabel 3.17 Nilai amplitudo pada $n_{cr} = 163,6973 \text{ rpm}$

3.7.3 Untuk Kecepatan Kritis $n_{cr} = 140,312 \text{ rpm}$

$$J_1 = 6 \times 349,7169 \text{ N.m.sec}^2 = 2098,3014 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_1 = k \cdot A \cdot r^2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,156499 \cdot 0,375^2 = 924,322 \text{ Nms/rad}$$

k_1 = total kekakuan pegas torsional crank shaft

$$\frac{1}{k_1} = 6 \times \frac{1}{9,34976 \cdot 10^{11}}$$

$$k_1 = 9,34976 \cdot 10^{11} / 6 = 1,5582933 \cdot 10^{11}$$

$$Q_1 = 0,159502507 \text{ Nm}$$

$$J_2 = 330,885 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_2 = 19005976,632 \text{ Nm/rad}$$

$$J_3 = 86,908 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_3 = 35635096,352 \text{ Nm/rad}$$

$$J_4 = 2258,293 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_4 = 442173$$

$$Q_4 = 7,137543221 \text{ Nm}$$

Substitusi harga yang diberikan ke dalam persamaan gerakan :

$$(1,55829 \cdot 10^{11} + 13574,58193i)\theta_1 - 1,5582933 \cdot 10^{11}\theta_2 = 0,1595 \dots (1)$$

$$-1,5582933 \cdot 10^{11}\theta_1 + 1,55848 \cdot 10^{11}\theta_2 - 19005976,63\theta_3 = 0 \dots (2)$$

$$-19005976,63\theta_2 + 54622328,82\theta_3 - 35635096,35\theta_4 = 0 \dots (3)$$

$$-35635096,35\theta_3 + (-487064,6773 - 6493747,089i)\theta_4 = 7,1375 \dots (4)$$

Sehingga didapatkan harga amplitudo sebagai berikut :

Amplitudo	Nilai
θ_1	$1,93086 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_2	$1,93087 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_3	$1,94573 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_4	$1,9528 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

Tabel 3.18 Nilai amplitudo pada $N_{cr} = 140,312 \text{ rpm}$

3.7.4 Untuk Kecepatan Kritis $n_{cr} = 122,773 \text{ rpm}$

$$J_1 = 6 \times 349,7169 \text{ N.m.sec}^2 = 2098,3014 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_1 = k \cdot A \cdot r^2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,156499 \cdot 0,375^2 = 924,322 \text{ Nms/rad}$$

k_1 = total kekakuan pegas torsional crank shaft

$$\frac{1}{k_1} = 6 \times \frac{1}{9,34976 \cdot 10^{11}}$$

$$k_1 = 9,34976 \cdot 10^{11} / 6 = 1,5582933 \cdot 10^{11}$$

$$Q_1 = 0,300002651 \text{ Nm}$$

$$J_2 = 330,885 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_2 = 19005976,632 \text{ Nm/rad}$$

$$J_3 = 86,908 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_3 = 35635096,352 \text{ Nm/rad}$$

$$J_4 = 2258,293 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_4 = 386901,4$$

$$Q_4 = 6,588501435 \text{ Nm}$$

Substitusi harga yang diberikan ke dalam persamaan gerakan :

$$(1,55829 \cdot 10^{11} + 11877,75919 i) \theta_1 - 1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_2 = 0,3 \dots \dots (1)$$

$$-1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_1 + 1,55848 \cdot 10^{11} \theta_2 - 19005976,63 \theta_3 = 0 \dots \dots (2)$$

$$-19005976,63 \theta_2 + 54626721,98 \theta_3 - 35635096,35 \theta_4 = 0 \dots \dots (3)$$

$$-35635096,35 \theta_3 + (-372908,8935 + 4971775,115 i) \theta_4 = 6,5885 \dots \dots (4)$$

Didapatkan harga amplitudo sebagai berikut :

Amplitudo	Nilai
θ_1	$1,71664 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_2	$1,71665 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_3	$1,81263 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_4	$1,86319 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

Tabel 3.19 Nilai amplitudo pada $n_{cr} = 122,773 \text{ rpm}$

3.7.5 Untuk Kecepatan Kritis $n_{cr} = 109,1315 \text{ rpm}$

$$J_1 = 6 \times 349,7169 \text{ N.m.sec}^2 = 2098,3014 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_1 = k \cdot A \cdot r^2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,156499 \cdot 0,375^2 = 924,322 \text{ Nms/rad}$$

k_1 = total kekakuan pegas torsional crank shaft

$$\frac{1}{k_1} = 6 \times \frac{1}{9,34976 \cdot 10^{11}}$$

$$k_1 = 9,34976 \cdot 10^{11} / 6 = 1,5582933 \cdot 10^{11}$$

$$Q_1 = 3,578134473 \text{ Nm}$$

$$J_2 = 330,885 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_2 = 19005976,632 \text{ Nm/rad}$$

$$J_3 = 86,908 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_3 = 35635096,352 \text{ Nm/rad}$$

$$J_4 = 2258,293 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_4 = 343912,3$$

$$Q_4 = 6,039459649 \text{ Nm}$$

Substitusi harga yang diberikan ke dalam persamaan gerakan :

$$(1,55829 \cdot 10^{11} + 10558,00817 i) \theta_1 - 1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_2 = 3,5781 \dots (1)$$

$$-1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_1 + 1,55848 \cdot 10^{11} \theta_2 - 19005976,63 \theta_3 = 0 \dots (2)$$

$$-19005976,63 \theta_2 + 54629733,92 \theta_3 - 35635096,35 \theta_4 = 0 \dots (3)$$

$$-35635096,35 \theta_3 + (-294644,064 + 3928316,141 i) \theta_4 = 6,0395 \dots (4)$$

Didapatkan harga amplitudo sebagai berikut :

Amplitudo	Nilai
θ_1	$3,90724 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$
θ_2	$3,90577 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$
θ_3	$1,66698 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_4	$2,66493 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

Tabel 3.20 Nilai amplitudo pada $N_{cr} = 109,1315 \text{ rpm}$

3.7.6 Untuk Kecepatan Kritis $n_{cr} = 98,21839 \text{ rpm}$

$$J_1 = 6 \times 349,7169 \text{ N.m.sec}^2 = 2098,3014 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_1 = k.A.r^2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,156499 \cdot 0,375^2 = 924,322 \text{ Nms/rad}$$

k_1 = total kekakuan pegas torsional crank shaft

$$\frac{1}{k_1} = 6 \times \frac{1}{9,34976 \cdot 10^{11}}$$

$$k_1 = 9,34976 \cdot 10^{11} / 6 = 1,5582933 \cdot 10^{11}$$

$$Q_1 = 0,000502279 \text{ Nm}$$

$$J_2 = 330,885 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_2 = 19005976,632 \text{ Nm/rad}$$

$$J_3 = 86,908 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_3 = 35635096,352 \text{ Nm/rad}$$

$$J_4 = 2258,293 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_4 = 309521,1$$

$$Q_4 = 5,490417863 \text{ Nm}$$

Substitusi harga yang diberikan ke dalam persamaan gerakan :

$$(1,55829 \cdot 10^{11} + 9502,207354 i) \theta_1 - 1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_2 = 0,0005 \dots (1)$$

$$-1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_1 + 1,55848 \cdot 10^{11} \theta_2 - 19005976,63 \theta_3 = 0 \dots (2)$$

$$-19005976,63 \theta_2 + 54631888,34 \theta_3 - 35635096,35 \theta_4 = 0 \dots (3)$$

$$-35635096,35 \theta_3 + (-238661,6919 + 3181936,074 i) \theta_4 = 5,4904 \dots (4)$$

Didapatkan harga amplitudo sebagai berikut :

Amplitudo	Nilai
θ_1	$1,57999148 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_2	$1,57998602 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_3	$1,52488289 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_4	$1,49510243 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

Tabel 3.21 Nilai amplitudo pada $N_{cr} = 98,21839 \text{ rpm}$

3.7.7 Untuk Kecepatan Dinas Kapal $n = 170 \text{ rpm}$

$$J_1 = 6 \times 349,7169 \text{ N.m.sec}^2 = 2098,3014 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_1 = k \cdot A \cdot r^2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,156499 \cdot 0,375^2 = 924,322 \text{ Nms/rad}$$

k_1 = total kekakuan pegas torsional crank shaft

$$\frac{1}{k_1} = 6 \times \frac{1}{9,34976 \cdot 10^{11}}$$

$$k_1 = 9,34976 \cdot 10^{11} / 6 = 1,5582933 \cdot 10^{11}$$

$$Q_1 = 1,381922411 \text{ Nm}$$

$$J_2 = 330,885 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_2 = 19005976,632 \text{ Nm/rad}$$

$$J_3 = 86,908 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_3 = 35635096,352 \text{ Nm/rad}$$

$$J_4 = 2258,293 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_4 = 535730,5$$

$$Q_4 = 7,851298 \text{ Nm}$$

Substitusi harga yang diberikan ke dalam persamaan gerakan :

$$(1,55829 \cdot 10^{11} + 16446,76945 i) \theta_1 - 1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_2 = 1,3819 \dots (1)$$

$$-1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_1 + 1,55848 \cdot 10^{11} \theta_2 - 19005976,63 \theta_3 = 0 \dots (2)$$

$$-19005976,63 \theta_2 + 54613557,68 \theta_3 - 35635096,35 \theta_4 = 0 \dots (3)$$

$$-35635096,35 \theta_3 + (-714981,6863 + 9532431,363 i) \theta_4 = 7,8513 \dots (4)$$

Didapatkan harga amplitudo sebagai berikut :

Amplitudo	Nilai
θ_1	$1,46054 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_2	$1,46062 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_3	$2,08741 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_4	$2,43201 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

Tabel 3.22 Nilai amplitudo pada $N = 170 \text{ rpm}$

3.7.8 Untuk Kecepatan Dinas Kapal $n = 115 \text{ rpm}$

$$J_1 = 6 \times 349,7169 \text{ N.m.sec}^2 = 2098,3014 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_1 = k \cdot A \cdot r^2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,156499 \cdot 0,375^2 = 924,322 \text{ Nms/rad}$$

k_1 = total kekakuan pegas torsional crank shaft

$$\frac{1}{k_1} = 6 \times \frac{1}{9,34976 \cdot 10^{11}}$$

$$k_1 = 9,34976 \cdot 10^{11} / 6 = 1,5582933 \cdot 10^{11}$$

$$Q_1 = 0,001764879 \text{ Nm}$$

$$J_2 = 330,885 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_2 = 19005976,632 \text{ Nm/rad}$$

$$J_3 = 86,908 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_3 = 35635096,352 \text{ Nm/rad}$$

$$J_4 = 2258,293 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_4 = 362405,9$$

$$Q_4 = 6,313981 \text{ Nm}$$

Substitusi harga yang diberikan ke dalam persamaan gerakan :

$$(1,55829 \cdot 10^{11} + 11125,75581 i) \theta_1 - 1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_2 = 0,0018 \dots (1)$$

$$-1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_1 + 1,55848 \cdot 10^{11} \theta_2 - 19005976,63 \theta_3 = 0 \dots (2)$$

$$-19005976,63 \theta_2 + 54628481,64 \theta_3 - 35635096,35 \theta_4 = 0 \dots (3)$$

$$-35635096,35 \theta_3 + (-327184,526 + 4362158,995 i) \theta_4 = 6,3139 \dots (4)$$

Didapatkan harga amplitudo sebagai berikut :

Amplitudo	Nilai
θ_1	$1,80600302 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_2	$1,80599769 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_3	$1,74365523 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_4	$1,70979133 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

Tabel 3.23 Nilai amplitudo pada $N = 115 \text{ rpm}$

3.7.9 Untuk Kecepatan Dinas Kapal $n = 100 \text{ rpm}$

$$J_1 = 6 \times 349,7169 \text{ N.m.sec}^2 = 2098,3014 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_1 = k \cdot A \cdot r^2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,156499 \cdot 0,375^2 = 924,322 \text{ Nms/rad}$$

k_1 = total kekakuan pegas torsional crank shaft

$$\frac{1}{k_1} = 6 \times \frac{1}{9,34976 \cdot 10^{11}}$$

$$k_1 = 9,34976 \cdot 10^{11} / 6 = 1,5582933 \cdot 10^{11}$$

$$Q_1 = 0,05395342 \text{ Nm}$$

$$J_2 = 330,885 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_2 = 19005976,632 \text{ Nm/rad}$$

$$J_3 = 86,908 \text{ N.m.sec}^2$$

$$k_3 = 35635096,352 \text{ Nm/rad}$$

$$J_4 = 2258,293 \text{ N.m.sec}^2$$

$$C_4 = 315135,6$$

$$Q_4 = 5,600226 \text{ Nm}$$

Substitusi harga yang diberikan ke dalam persamaan gerakan :

$$(1,55829 \cdot 10^{11} + 9674,57 i) \theta_1 - 1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_2 = 0,0539 \dots (1)$$

$$-1,5582933 \cdot 10^{11} \theta_1 + 1,55848 \cdot 10^{11} \theta_2 - 19005976,63 \theta_3 = 0 \dots (2)$$

$$-19005976,63 \theta_2 + 54631552,12 \theta_3 - 35635096,35 \theta_4 = 0 \dots (3)$$

$$-35635096,35 \theta_3 + (-247398,5074 + 3298418,9 i) \theta_4 = 5,6002 \dots (4)$$

Didapatkan harga amplitudo sebagai berikut :

Amplitudo	Nilai
θ_1	$1,58164656 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_2	$1,58164663 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_3	$1,55446425 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
θ_4	$1,53955482 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

Tabel 3.24 Nilai amplitudo pada $N = 100 \text{ rpm}$

BAB IV

HASIL ANALISA GETARAN TORSIONAL



4.1 TEGANGAN GESER INTERMEDIATE SHAFT

Dari perhitungan getaran torsional dengan torsi eksitasi dari engine dan propeller, maka tegangan geser akibat getaran torsional pada intermediate shaft dapat dicari dengan rumus menurut buku "An Introduction to Mechanical Vibration" oleh : Robert E Steidel, JR.

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Dimana T adalah torsi akibat getaran torsional :

$$T = k \Delta \theta$$

k adalah kekakuan pegas torsional intermediate shaft

$\Delta \theta$ adalah perbedaan amplitudo yang terjadi pada intermediate shaft = $\theta_2 - \theta_3$

Sehingga didapatkan tegangan geser sebagai berikut :

Rpm	k	θ_2	θ_3	delta θ	Torsi (Nm)	tegangan geser (N/m ²)	tegangan geser (N/mm ²)
6.4368	19005976.63	$1.27827 \cdot 10^{-03}$	$3.06061 \cdot 10^{-03}$	0.00178234	33875.11	8769600.044	8.769600044
170	19005976.63	$1.46062 \cdot 10^{-03}$	$2.08741 \cdot 10^{-03}$	0.00062679	11912.76	3083978.147	3.083978147
3.6973	19005976.63	$1.74003 \cdot 10^{-03}$	$2.05712 \cdot 10^{-03}$	0.00031709	6026.605	1560169.484	1.560169484
0.312	19005976.63	$1.93087 \cdot 10^{-03}$	$1.94573 \cdot 10^{-03}$	$1.486 \cdot 10^{-05}$	282.4288	73115.26232	0.073115262
2.773	19005976.63	$1.71665 \cdot 10^{-03}$	$1.81263 \cdot 10^{-03}$	$9.598 \cdot 10^{-05}$	1824.194	472247.8383	0.472247838
115	19005976.63	$1.80599 \cdot 10^{-03}$	$1.74366 \cdot 10^{-03}$	$6.2342 \cdot 10^{-05}$	1184.879	306741.9459	0.306741946
1.1315	19005976.63	$3.90577 \cdot 10^{-04}$	$1.66698 \cdot 10^{-03}$	0.00223879	42550.39	11015458.82	11.01545882
100	19005976.63	$1.58165 \cdot 10^{-03}$	$1.55446 \cdot 10^{-03}$	$2.71824 \cdot 10^{-05}$	516.6277	133744.7405	0.133744741
21839	19005976.63	$1.57999 \cdot 10^{-03}$	$1.52488 \cdot 10^{-03}$	$5.51031 \cdot 10^{-05}$	1047.289	271122.4633	0.271122463

Tabel 4.1 Tegangan geser pada intermediate shaft

4.2 TEGANGAN GESER YANG DIJINKAN AKIBAT GETARAN TORSIONAL MENURUT BKI

Menurut peraturan BKI dalam BKI volume IV section 13 tahun 1996, disebutkan bahwa tegangan geser yang diijinkan akibat getaran torsional pada intermediate shaft maupun pada propeller shaft dirumuskan :

Untuk continous operation :

$$\tau_1 = c_u \cdot c_k \cdot c_d \cdot (3 - 2\lambda^2)$$

Dimana $\lambda < 0,9$

$$\tau_1 = c_u \cdot c_k \cdot c_d \cdot 1,38$$

Dimana $0,9 \leq \lambda \leq 1,05$

Untuk kondisi transient :

$$\tau_2 = 1,7,6,0, \frac{\tau_1}{\sqrt{c_k \cdot c_u}}$$

Dimana :

C_u : material factor

$$c_u = \frac{R_m \cdot 160}{18}$$

R_m : 490 N/mm²

$$c_u = \frac{490 + 60}{18} = 36,1111111$$

c_k : form factor

$c_k = 0,8$ untuk intermediate shaft with keyed mounting

C_d : size factor

$$c_d = 0,35 + 0,93/D^{-0,2}$$

D : 270 mm

$$c_d = 0,35 + 0,93 \cdot 270^{-0,2} = 0,653535992$$

λ : speed ratio

$$Z = \frac{n}{n_o}$$

n : nominal speed (rpm)

n_o : MCR speed (rpm)

Sehingga besarnya tegangan τ , didapatkan sebagai berikut :

cw	Cd	ck	n (rpm)	n_o (rpm)	τ_1 (N/mm ²)
36,1111111	0,653535992	0,8	196,4367841	230	29,09621129
36,1111111	0,653535992	0,8	163,6973201	230	37,51230356
36,1111111	0,653535992	0,8	140,3119887	230	42,58694176
36,1111111	0,653535992	0,8	122,7729901	230	45,88057713
36,1111111	0,653535992	0,8	109,1315467	230	48,1386827
36,1111111	0,653535992	0,8	98,21839206	230	49,75389232

Tabel 4.2 Tegangan geser (τ_1)

Sehingga besarnya tegangan geser yang diijinkan untuk kondisi transient :

n (rpm)	τ (N/mm ²)
196,4368	55,21679493
163,6973	71,18827783
140,312	80,81857828
122,773	87,06901367
109,1315	91,35429159
98,21839	94,41952569

Tabel 4.3 Tegangan geser (τ) yang diijinkan BKI untuk kondisi transient

Besar tegangan geser yang diijinkan untuk continous operation :

cw	cd	ck	n (rpm)	n_o (rpm)	τ (N/mm ²)
36,66667	0,653535992	0,8	170	230	36,01105
36,66667	0,653535992	0,8	115	230	47,19982
36,66667	0,653535992	0,8	100	230	49,50182

Tabel 4.4 Tegangan geser (τ) yang diijinkan BKI untuk continous operation

Sehingga perbandingan tegangan geser yang diijinkan dengan yang terjadi adalah sebagai berikut :

Rpm	tegangan geser yang terjadi (N/mm ²)	tegangan geser yang diijinkan (N/mm ²)
196,4368	8,769600044	55,21679493
170	3,083978147	36,01105
163,6973	1,560169484	71,18827783
140,312	0,073115262	80,81857828
122,773	0,472247838	87,06901367
115	0,306741946	47,19982
109,1315	11,01545882	91,35429159
100	0,133744741	49,50182
98,21839	0,271122463	94,41952569

Tabel 4.5 Perbandingan tegangan geser yang terjadi dengan yang diijinkan BKI

BAB V

VISUALISASI DISTRIBUSI TEGANGAN DENGAN PROGRAM SAP 2000

SAP 2000 adalah salah satu program paket analisis struktur yang relatif luas penggunaannya di masyarakat terutama di kalangan industri dan perguruan tinggi jurusan rekayasa. Di samping SAP 2000 untuk analisis, terdapat juga SAP 2000 yang merupakan Graphic Post-Processor untuk menggambar struktur, baik sebelum maupun sesudah mengalami deformasi. Dalam pelaksanaannya, SAP 2000 ini dijalankan secara bertahap dengan memanggil modul-modul yang diperlukan untuk kepentingan analisis tersebut.

Analisa dengan program SAP 2000 ini dilakukan dengan tiga model yaitu :

1. Pada analisis ini intermediate shaft dibuat modelnya secara tiga dimensi secara utuh dan lengkap dengan tumpuan-tumpuan yang ada. Pada ujung poros yang terikat dengan flywheel dimodelkan dengan adanya tumpuan jepit pada ujung tersebut, dan pada bagian poros yang terdapat bantalan dimodelkan dengan adanya tumpuan pasak. Berat coupling diasumsikan sebagai beban uniform.. Masukan yang diperlukan untuk model pertama yaitu :
 - a) Elastisitas Intermediate shaft = $1,999 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$
 - b) Torsi keseluruhan yang bekerja pada poros, yaitu torsi yang bekerja pada kondisi normal ditambah torsi akibat getaran torsional sehingga didapatkan sebagai berikut :

rpm	torsi yang bekerja (Nm)
196,4368	4120652,945
170	3072700,2
163,6973	2844065,613
140,312	2085373,161
122,773	1598221,786
115	1401839,339
109,1315	1303900,29
100	1059612,628
98,21839	1022741,54

Tabel 5.1 Torsi yang bekerja pada model pertama

- c) Besarnya beban uniform karena adanya coupling pada intermediate shaft = $0,0212442 \text{ N/mm}^2$

2. Untuk analisa yang kedua model hanya dibuat potongan porosnya saja untuk kemudian dianalisa dengan memasukkan torsi yang bekerja pada poros. Masukan yang diperlukan untuk model kedua yaitu :

- a. Elastisitas Intermediate shaft = $1,999 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$
 b. Torsi yang bekerja pada poros :

rpm	torsi yang bekerja (Nm)
196,4368	4120652,945
170	3072700,2
163,6973	2844065,613
140,312	2085373,161
122,773	1598221,786
115	1401839,339
109,1315	1303900,29
100	1059612,628
98,21839	1022741,54

Tabel 5.2 Torsi yang bekerja pada model kedua

3. Untuk analisa yang ketiga, model memperlihatkan distribusi tegangan pada daerah alur pasak yang terdapat pada bagian intermediate shaft

untuk kemudian dianalisa dengan memasukkan torsi yang bekerja. Masukan yang diperlukan untuk model ketiga yaitu :

- a) Elastisitas Intermediate shaft = $1.999 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$
- b) Torsi yang bekerja pada poros :

Rpm	torsi yang bekerja (Nm)
196.4368	4120652.945
170	3072700.2
163.6973	2844065.613
140.312	2085373.161
122.773	1598221.786
115	1401839.339
109.1315	1303900.29
100	1059612.628
98.21839	1022741.54

Tabel 5.3 Torsi yang bekerja pada model ketiga

Menurut Sularso, tegangan geser yang diijinkan untuk pemakaian umum pada poros dapat ditentukan dengan rumus :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \quad (11)$$

dimana :

$$\sigma_B = 490 \text{ N/mm}^2$$

Batas kelelahan tarik a = 45% dari σ_B

Batas kelelahan puntir b = 40% dari batas kelelahan tarik

$$sf_1 = \frac{1}{a \times b} = \frac{1}{0,45 \times 0,4} = 5,556$$

faktor keamanan poros karena adanya pasak pada poros, Sf_2 diambil 2

Sehingga besarnya tegangan geser yang diijinkan :

$$\tau_a = \frac{490}{5,556 \times 2} = 44,09 \text{ N/mm}^2$$

Dari model pertama terlihat bahwa terjadi pemusatan tegangan pada daerah di sekitar bantalan dan coupling, dimana besarnya tegangan pada daerah ini lebih besar daripada daerah bagian lain dari intermediate shaft. Dari model kedua terlihat bahwa tegangan geser yang lebih besar terjadi hanya pada permukaan poros dan bagian dalam poros mengalami tegangan yang lebih kecil. Dan dari model ketiga terlihat bahwa terjadi konsentrasi tegangan maksimum pada bagian sudut alur pasak. Tegangan terbesar yang terjadi diwakili dengan warna merah, dimana nilainya berkisar antara 37 - 42 N/mm². Besarnya tegangan ini masih berada dalam batas yang diijinkan menurut perhitungan tegangan geser yang diijinkan.

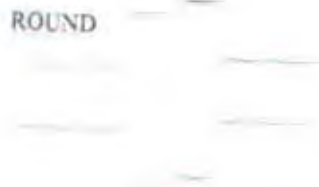
BAB VI

PEMERIKSAAN ROUND DAN FACE

Kelurusan perporosan dalam suatu sistem propulsi merupakan faktor yang sangat penting agar sistem tersebut dapat berfungsi dengan baik. Untuk memeriksa kelurusan ini dapat dilakukan dengan cara memeriksa round dan face dari suatu sambungan poros dengan poros yang lainnya.



Gambar 6.1 Posisi face



Gambar 6.2 Posisi round

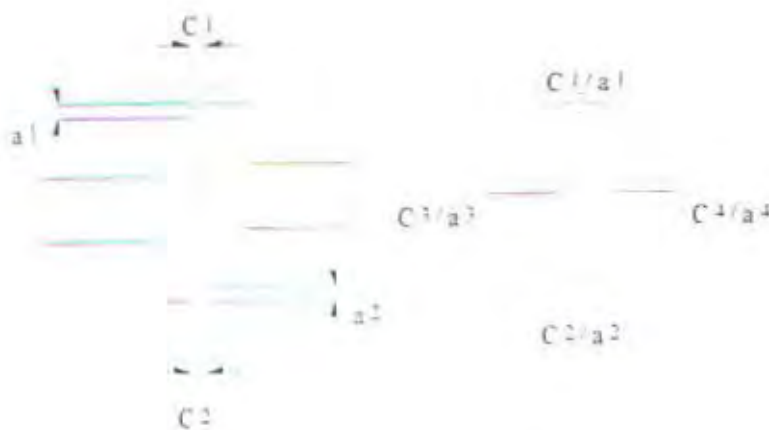
Untuk memeriksa face dapat dipakai suatu alat yang disebut fuller. Fuller ini berupa lempengan-lempengan tipis yang disertai angka-angka yang menunjukkan ketebalannya. Untuk mengukur face suatu sambungan, satu

lempengan fuller tersebut dimasukkan ke dalam celah antara sambungan tersebut sampai batas dimana lempengan fuller tersebut tidak dapat dimasukkan lagi sehingga besarnya face dapat langsung terbaca pada lempengan tersebut.

Untuk mengukur round dipakai alat yang disebut dial indicator. Dial indicator diletakkan pada sambungan dan kemudian poros diputar sehingga jika terjadi pergerakan vertikal akan dapat dibaca pada dial indicator tersebut.

Pada sistem propulsi KM. Surya Tulus telah dilakukan juga pengecekan kelurusan perporosan ini. Dimana setelah reparasi akibat keretakan intermediate shaft pada bulan Januari 2001 dilakukan perubahan pada sistem perporosannya dengan mengubah posisi bantalan karena adanya penambahan coupling pada intermediate shaft.

Pengecekan round dan face ini dilakukan pada sambungan antara intermediate shaft dengan flywheel dari engine setelah terlebih dahulu mengatur posisi sambungan antara intermediate shaft dengan propeller shaft agar benar-benar lurus. Dari hasil pengecekan yang dilakukan pada tanggal 26 Juni 2001 didapatkan hasil sebagai berikut :



Gambar 6.3 Posisi round dan face yang diukur

Keterangan :

$$\text{Atas} = c1 / a1$$

$$\text{Bawah} = c2 / a2$$

$$\text{Kanan} = c4 / a4$$

$$\text{Kiri} = c3 / a3$$

ROUND		FACE	
$\begin{array}{r} a1 \\ 0,00 \end{array}$		$\begin{array}{r} c1 \\ 0,00 \end{array}$	
$\begin{array}{r} a3 \\ 0,00 \end{array}$	$\begin{array}{r} a4 \\ + 0,05 \end{array}$	$\begin{array}{r} c3 \\ - 0,25 \end{array}$	$\begin{array}{r} c4 \\ - 0,35 \end{array}$
$\begin{array}{r} + 0,05 \\ a2 \end{array}$		$\begin{array}{r} + 0,60 \\ c2 \end{array}$	

Tabel 6.1 Hasil pengecekan round dan face yang pertama

- ❑ batas maksimum untuk face : 0,1 mm
- ❑ batas maksimum untuk round : 0,05 mm

Dimana dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa telah terjadi face yang lebih besar dari ketentuan yang diijinkan. Sehingga untuk mengatasi hal ini dilakukan dengan cara mengubah tinggi bantalan dudukan mesin induk seperti yang terlihat pada data yang ada. Sehingga dilakukan pengecekan kembali terhadap round dan face pada sambungan antara intermediate shaft dengan flywheel dari engine setelah terlebih dahulu mengatur posisi sambungan antara intermediate shaft dengan propeller shaft agar benar-benar lurus. Dari hasil

pengecekan yang dilakukan pada tanggal 9 Agustus 2001 didapatkan hasil sebagai berikut :

ROUND		FACE	
$\begin{array}{r} a_1 \\ 0,00 \end{array}$		$\begin{array}{r} c_1 \\ 0,00 \end{array}$	
$\begin{array}{r} a_3 \\ -0,05 \end{array}$	$\begin{array}{r} a_4 \\ -0,07 \end{array}$	$\begin{array}{r} c_3 \\ +0,10 \end{array}$	$\begin{array}{r} c_4 \\ 0,00 \end{array}$
$\begin{array}{r} -0,02 \\ a_2 \end{array}$		$\begin{array}{r} +0,10 \\ c_2 \end{array}$	

Tabel 6.2 Hasil pengecekan round dan face yang kedua

Dari ketentuan :

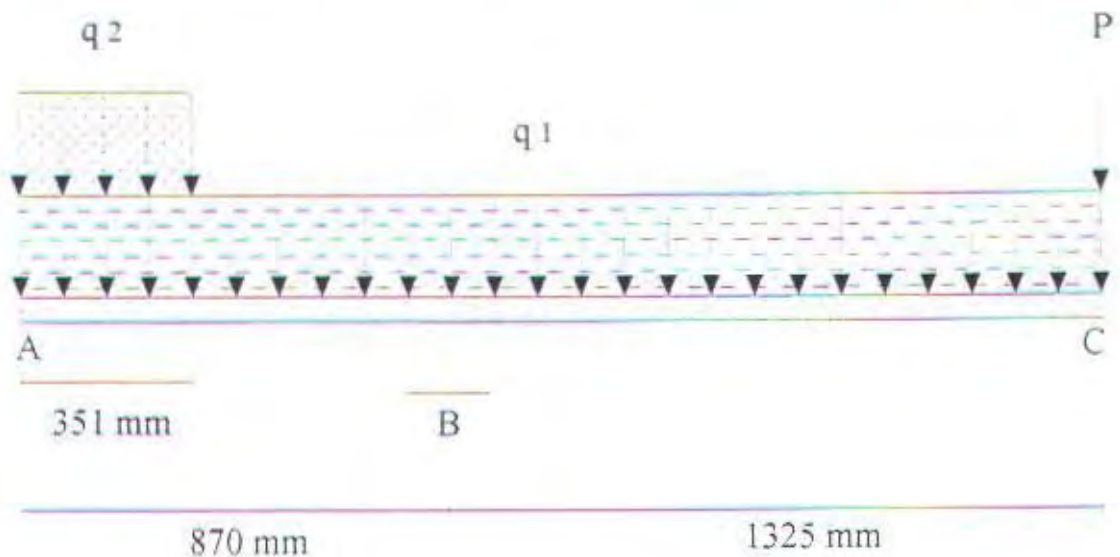
- batas maksimum untuk face : 0,1 mm
- batas maksimum untuk round : 0,05 mm



Sehingga dari pengecekan di tersebut dapat diketahui bahwa kelurusan poros dalam kondisi baik dan memenuhi ketentuan yang ada.

Perhitungan Displacement Intermedia shaft

Untuk menghitung besarnya displacement intermediate shaft dimodelkan menjadi :



dimana beban yang diperhitungkan adalah :

- q_1 = Beban menyeluruh karena berat poros itu sendiri

$$q_1 = \frac{\rho \cdot v \cdot g}{L}$$

dimana ρ = massa jenis material poros = $7,83 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$

$$v = \text{volume poros} = \frac{\pi \cdot 0,27^2 \cdot 2,195}{4} = 0,1256 \text{ m}^3$$

$$g = \text{gravitasi} = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$L = \text{panjang poros} = 2,195 \text{ m}$$

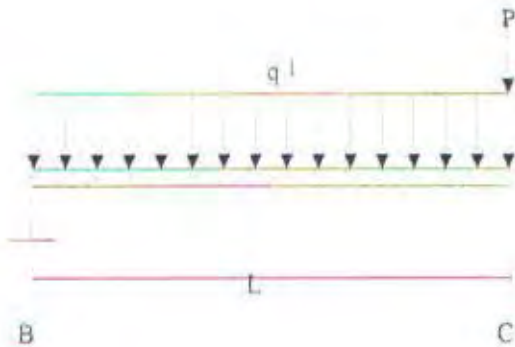
$$\text{Sehingga } q_1 = \frac{7,83 \cdot 10^3 \cdot 0,1256 \cdot 9,8}{2,195} = 4391,218 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 4,391 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

- q_2 = beban karena adanya kopling yang diidealkan sebagai beban uniform
dimana besarnya $q_2 = 16,67 \text{ N/mm}$

- P = beban karena adanya flens pada poros
dimana besarnya $F = 1593,48 \text{ N}$

Penyelesaiannya model tersebut dipecah menjadi dua yaitu

1. Untuk Intermediate Shaft Bagian Depan



$$\sum V = 0$$

$$V - P - q_l X = 0$$

$$V = P + q_l X$$

$$\sum M_C = 0$$

$$M_x + VX - (q_l X) \frac{1}{2} X = 0$$

$$M_x = \frac{1}{2} q_l X^2 - VX$$

$$= \frac{1}{2} q_1 X^2 - (P + q_1 X) X$$

$$M_x = \frac{1}{2} q_1 X^2 - PX - q_1 X^2$$

$$= -\frac{1}{2} q_1 X^2 - PX$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{-M_x}{EI} = \frac{\frac{1}{2} q_1 X^2 + PX}{EI}$$

$$\frac{dy}{dx} = \int \frac{\frac{1}{2} q_1 X^2 + PX}{EI} dx = \frac{1}{EI} \int \left(\frac{1}{2} q_1 X^2 + PX \right) dx$$

$$= \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} q_1 \int X^2 dx + P \int X dx \right)$$

$$= \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6} q_1 X^3 + \frac{1}{2} PX^2 + C_1 \right)$$

$$y = \int \left(\frac{1}{EI 6} q_1 X^3 + \frac{1}{2EI} PX^2 + C_1 \right) dx$$

$$= \frac{1}{EI} \int \left(\frac{1}{6} q_1 X^3 + \frac{1}{2} PX^2 + C_1 \right) dx$$

$$= \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{24} q_1 X^4 + \frac{1}{6} PX^3 + C_1 x + C_2 \right)$$

Pada titik B : $\theta_B = 0$ dan $\delta_B = 0$

Sehingga :

$$\theta_B = \left[\frac{dy}{dx} \right]_{x=L} = 0$$

$$0 = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6} q_1 L^3 + \frac{1}{2} PL^2 \right) + C_1$$

$$C_1 = -\frac{1}{6}q_1 L^3 - \frac{1}{2}PL^2$$

$$y_B = [v]_{x=L} = 0$$

$$0 = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{24}q_1 L^4 + \frac{1}{6}PL^3 + \left(-\frac{1}{6}q_1 L^3 - \frac{1}{2}PL^2 \right) L + C_2 \right)$$

$$C_2 = -\frac{1}{24}q_1 L^4 - \frac{1}{6}PL^3 + \frac{1}{6}q_1 L^4 + \frac{1}{2}PL^3$$

$$C_2 = \frac{1}{8}q_1 L^4 + \frac{1}{3}PL^3$$

Persamaan umum defleksi :

$$y = -\frac{1}{EI} \left(\frac{1}{24}q_1 X^4 + \frac{1}{6}PX^3 + \left(-\frac{1}{6}q_1 L^3 - \frac{1}{2}PL^2 \right) X + \frac{1}{8}q_1 L^4 + \frac{1}{3}PL^3 \right)$$

defleksi di C maka $X = 0$

$$y = -\frac{1}{EI} \left(\frac{1}{8}q_1 L^4 + \frac{1}{3}PL^3 \right)$$

$$L = 1325 \text{ mm}$$

$$E = 2.10^5 \text{ N/mm}$$

$$I = 26087,04908.10^4 \text{ mm}^4$$

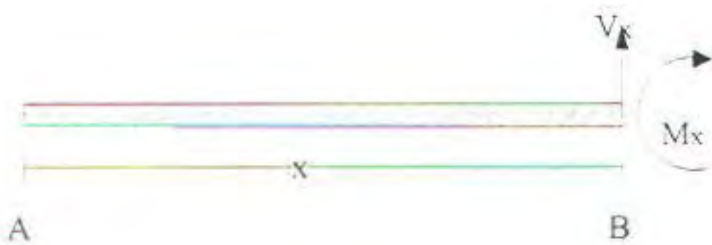
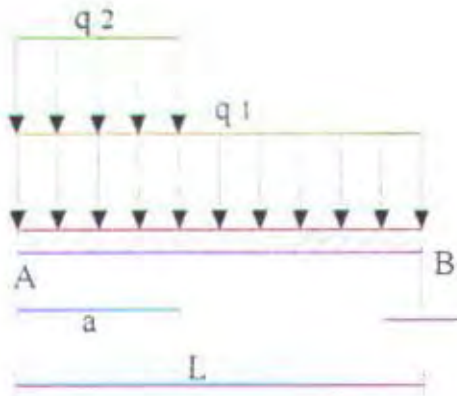
$$q_1 = 4,391 \text{ N/mm}$$

$$P = 1593,48 \text{ N}$$

$$y = -\frac{1}{2.10^5 \cdot 26087,04908.10^4} \left(\frac{1}{8}4,391.1325^4 + \frac{1}{3}1593,48.1325^3 \right)$$

$$y = -0,0561 \text{ mm}$$

2. Untuk Intermediate Shaft Bagian Belakang



$$\sum V = 0$$

$$V - q_1 X - q_1 a = 0$$

$$V = q_1 X + q_1 a$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M_x + Vx - (q_1 X) \frac{1}{2} X - (q_2 a) \frac{1}{2} a = 0$$

$$M_x + Vx - (q_1 X) \frac{1}{2} X - (q_2 a) \frac{1}{2} a = 0$$

$$M_x = -Vx + (q_1 X) \frac{1}{2} X + (q_2 a) \frac{1}{2} a$$

$$M_x = -VX + \frac{1}{2}q_1X^2 + \frac{1}{2}q_2a^2$$

$$M_x = -q_1X^2 - q_2aX + \frac{1}{2}q_1X^2 + \frac{1}{2}q_2a^2$$

$$M_x = -\frac{1}{2}q_1X^2 - q_2aX + \frac{1}{2}q_2a^2$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{-M_x}{EI} = \frac{\frac{1}{2}q_1X^2 + q_2aX - \frac{1}{2}q_2a^2}{EI}$$

$$\frac{dy}{dx} = \int \frac{\frac{1}{2}q_1X^2 + q_2aX - \frac{1}{2}q_2a^2}{EI} dx = \frac{1}{EI} \int \left(\frac{1}{2}q_1X^2 + q_2aX - \frac{1}{2}q_2a^2 \right) dx$$

$$= \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6}q_1X^3 + \frac{1}{2}q_2aX^2 - \frac{1}{2}q_2a^2X + C_1 \right)$$

$$y = \int \left(\frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6}q_1X^3 + \frac{1}{2}q_2aX^2 - \frac{1}{2}q_2a^2X + C_1 \right) \right) dx$$

$$= \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{24}q_1X^4 + \frac{1}{6}q_2aX^3 - \frac{1}{4}q_2a^2X^2 + C_1X + C_2 \right)$$

Pada titik B : $\theta_B = 0$ dan $\delta_B = 0$

Sehingga :

$$\theta_B = \left[\frac{dy}{dx} \right]_{x=L} = 0$$

$$0 = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{6}q_1L^3 + \frac{1}{2}q_2aL^2 - \frac{1}{2}q_2a^2L + C_1 \right)$$

$$C_1 = -\frac{1}{6}q_1L^3 - \frac{1}{2}q_2aL^2 + \frac{1}{2}q_2a^2L$$

$$y_B = [y]_{x=L} = 0$$

$$= \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{24}q_1L^4 + \frac{1}{6}q_2aL^3 - \frac{1}{4}q_2a^2L^2 - \frac{1}{6}q_1L^4 - \frac{1}{2}q_2aL^3 + \frac{1}{2}q_2a^2L^2 + C_2 \right)$$

$$C_2 = \frac{1}{18}q_1L^4 - \frac{2}{3}q_2aL^3 + \frac{1}{2}q_2a^2L^2$$

Persamaan umum defleksi :

$$y = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{24}q_1L^4 + \frac{1}{6}q_2aL^3 - \frac{1}{4}q_2a^2L^2 - \frac{1}{6}q_1L^3 - \frac{1}{2}q_2aL^2 + \frac{1}{2}q_2a^2L^2 \right) + \frac{1}{18}q_1L^4 - \frac{2}{3}q_2aL^3 + \frac{1}{2}q_2a^2L^2$$

defleksi di A maka $X = 0$

$$y = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{18}q_1L^4 - \frac{2}{3}q_2aL^3 + \frac{1}{2}q_2a^2L^2 \right)$$

$$L = 870 \text{ mm}$$

$$a = 351 \text{ mm}$$

$$E = 2,10^5 \text{ N/mm}$$

$$I = 26087,04908 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$q_1 = 4,391 \text{ N/mm}$$

$$q_2 = 16,67 \text{ N/mm}$$

$$y = \frac{1}{2,10^5 26087,04908 \cdot 10^4} \left(\frac{1}{18} 4,391 \cdot 870^4 - \frac{2}{3} 16,67 \cdot 351 \cdot 870^3 + \frac{1}{2} 16,67 \cdot 351^2 \cdot 870^2 \right)$$

$$y = -0,03165 \text{ mm}$$

Dari perhitungan didapatkan :

- Pada bagian depan intermediate shaft :

$$y = -0,0561 \text{ mm}$$

$$2y = -0,1122 \text{ mm}$$

$$\frac{2y}{D} = \frac{-0,1122}{0,595} = -0,1885 \frac{\text{mm}}{\text{m}}$$

$$\text{panjang intermediate shaft} = 2,195 \text{ m}$$

$$\text{eccentricity} = -0,01 \text{ mm}$$

$$\text{displacement poros} = (-0,1885 \cdot 2,195) + -0,01 = -0,4297 \text{ mm}$$

- Pada bagian belakang intermediate shaft :

$$y = -0,03615 \text{ mm}$$

$$2y = -0,06331 \text{ mm}$$

$$\frac{2y}{D} = \frac{-0,06331}{0,595} = -0,1064 \frac{\text{mm}}{\text{m}}$$

$$\text{panjang intermediate shaft} = 2,195 \text{ m}$$

$$\text{eccentricity} = -0,01 \text{ mm}$$

$$\text{displacement poros} = (-0,1064 \cdot 2,195) + -0,01 = -0,2235 \text{ mm}$$

syarat displacement maksimum yang diijinkan = $\pm 0,4$ Sehingga displacement intermediate shaft pada bagian depan melebihi syarat yang diijinkan.

BAB VII

KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan getaran torsional dan analisa dengan penggunaan SAP 2000 pada sistem propulsi KM. Surya Tulus dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut :

1. Terdapat 5 kecepatan kritis pada kondisi operasional kapal, yaitu pada 196,4368 rpm, 163,6973 rpm, 140,312 rpm, 122,773 rpm, 109, 1315 rpm, 98,21839 rpm. Pada kecepatan ini terjadi peningkatan bahaya getaran torsional, sehingga dalam opsionalnya kapal harus menghindari beroperasi pada kecepatan-kecepatan tersebut.
2. Tingkat getaran torsional yang terjadi pada intermediate shaft KM. Surya Tulus berada dalam tingkat yang tidak membahayakan karena tegangan geser yang terjadi pada intermediate shaft tersebut masih lebih kecil daripada tegangan geser yang diijinkan akibat getaran torsional oleh BKL.
3. Dari visualisasi distribusi tegangan dengan mempergunakan program SAP 2000 dapat diketahui bahwa pada daerah disekitar terjadinya keretakan terjadi konsentrasi tegangan yang nilainya lebih besar dari pada daerah lain pada intermediate shaft. Namun besarnya tegangan tersebut masih dalam batas yang diijinkan.
4. Keretakan yang terjadi pada intermediate shaft KM. Surya Tulus tidak disebabkan karena getaran torsional, namun dapat disebabkan karena faktor-faktor yang lain yang masih harus diselidiki lebih lanjut.
5. Terjadi missaligment pada intermediate shaft karena displacementnya melebihi displacement yang diijinkan sehingga hal ini dapat menjadi penyebab terjadinya keretakan pada poros.

DAFTAR PUSTAKA

1. Faried, A, Training SAP 2000, Pusat Pengembangan Informasi Teknik Sipil ITS, 2002
2. Petrovsky, N, Marine Internal Combustion Engines, MIR Publisher Moscow.
3. Popov, EP, Mekanika Teknik, Erlangga, Jakarta, 1996
4. Sebayang, Darwin, Teori Dan Soal-Soal Getaran Mekanis, Erlangga, Jakarta, 1997
5. Sularso, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, 1997.
6. Steidel, Robert F, An Introduction To Mechanical Vibration, John Wiley & Son, 1980.
7. Thompson, T. William, Teori Getaran dan Penerapannya, Erlangga, 1986.
8. Woodward, John B, Low Speed Marine Diesel, John Wiley & Sons, New York, 1981.



FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN - ITS
JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

Kampus ITS Keputih-Sukolilo, Surabaya 60111

Tlp. 5994754, 5994251 s/d 55 Pes. 1102 FAX 5994754

SURAT KEPUTUSAN Pengerjaan Tugas Akhir (KS.1701)


Sebagai salah satu syarat untuk mendapat gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember, maka perlu diterbitkan surat keputusan pengerjaan tugas akhir yang memberikan tugas kepada mahasiswa tersebut di bawah ini untuk mengerjakan tugas akhir sesuai judul dan lingkup pembahasan yang telah ditentukan.

Nama : Gde Indrawan M
NRP : 4298 100 008
Tgl. Diberikan Tugas : Pebruari 2002
Tgl. Diselesaikan Tugas : Juli 2002
Judul Tugas Akhir : Analisa Teknis Keretakan Intermediate Shaft KM. Surya
Tulus

Surabaya,

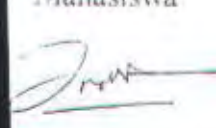
Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan-ITS


DR. Ir. A.A. Masroeri, M.Eng
Nip. 131 407 591

Surabaya,

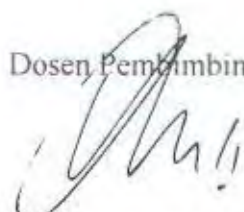
Yang menerima tugas
Mahasiswa

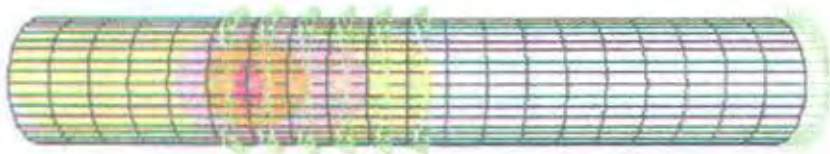

Gde Indrawan M
Nip. 4298100008

Dosen Pembimbing I

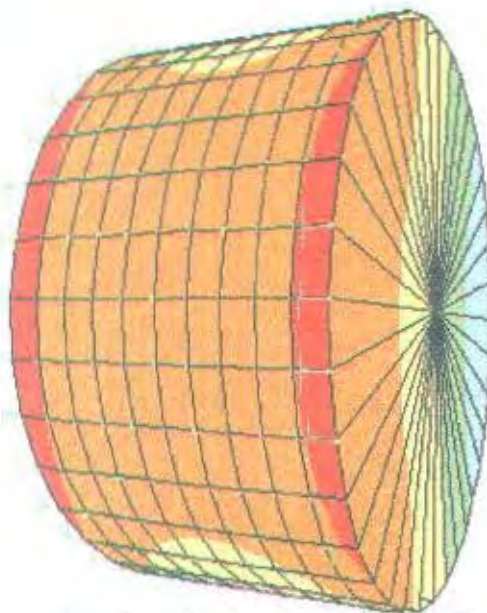

Ir. I Made Ariana, MT
Nip. 132 133 971

Dosen Pembimbing II

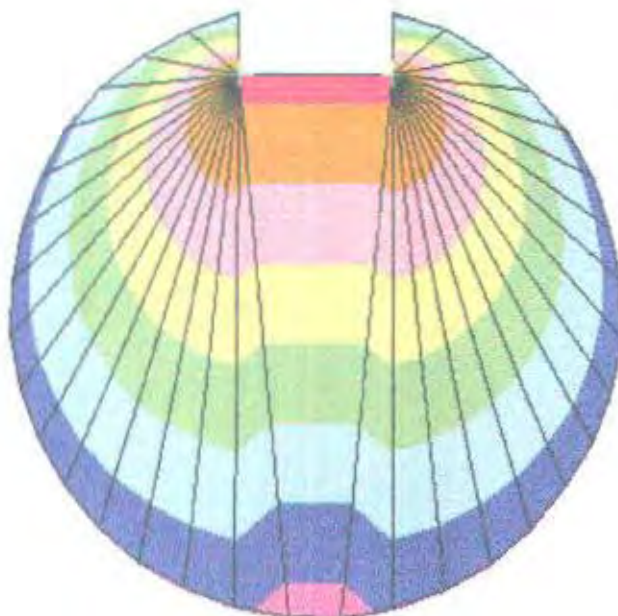

Ir. Soemartojo WA
Nip. 130 355 300



Visualisasi distribusi tegangan Model I



Visualisasi distribusi tegangan Model II



Visualisasi distribusi tegangan Model III

$$\omega = 0,00000000000 \text{ rad/sec}$$

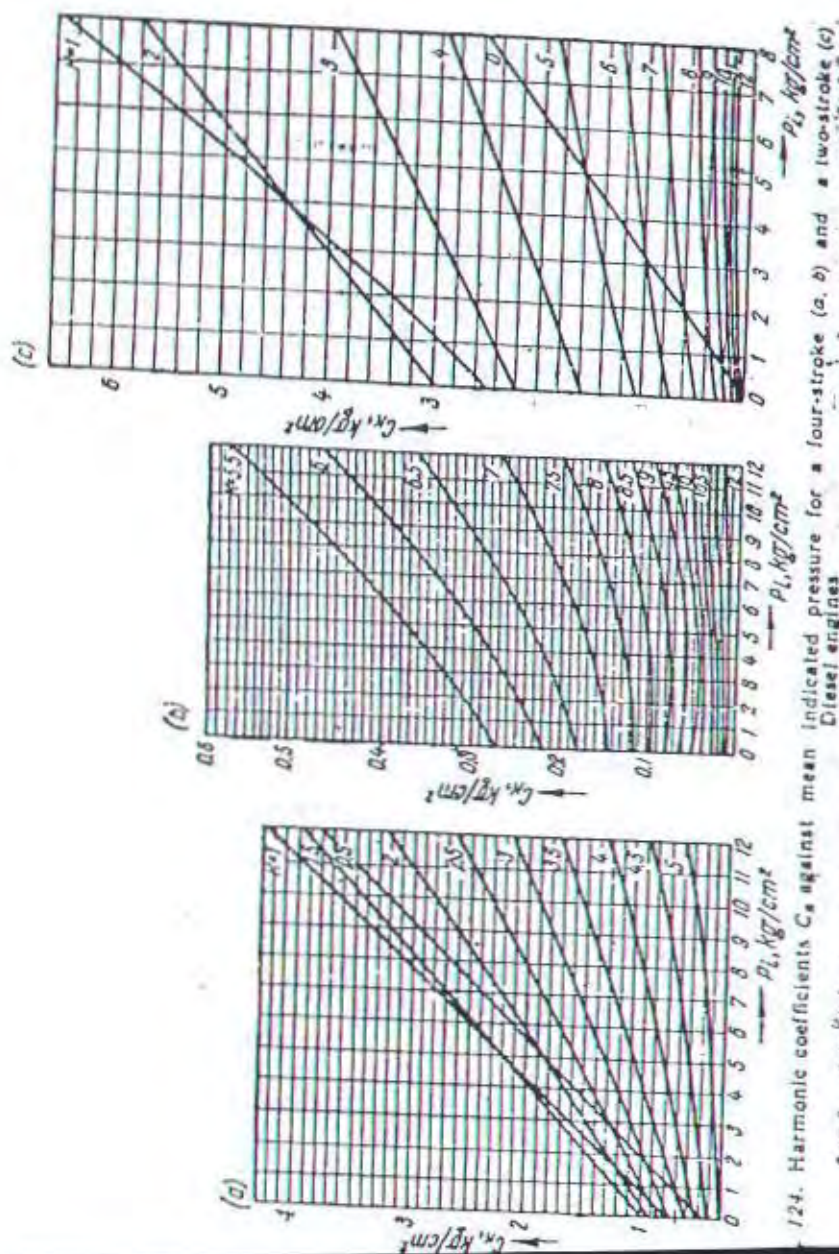
i	I_i	θ_i	$I_i \omega^2$	$I_i \omega^2 \theta_i$	$\sum I_i \omega^2 \theta_i$	$K_{i-(i+1)}$	$\left(\frac{\sum I_i \omega^2 \theta_i}{K_{i-(i+1)}} \right)$
1	349,7169	1	0	0	0	9,35E+11	0
2	349,7169	1	0	0	0	9,35E+11	0
3	349,7169	1	0	0	0	9,35E+11	0
4	349,7169	1	0	0	0	9,35E+11	0
5	349,7169	1	0	0	0	9,35E+11	0
6	349,7169	1	0	0	0	9,35E+11	0
7	330,885	1	0	0	0	19005976,6	0
8	86,908	1	0	0	0	35635096,4	0
9	2258,293	1	0	0	0	-	-

$$\omega = 102,80191701870 \text{ rad/sec}$$

i	I_i	θ_i	$I_i \omega^2$	$I_i \omega^2 \theta_i$	$\sum I_i \omega^2 \theta_i$	$K_{i-(i+1)}$	$\left(\frac{\sum I_i \omega^2 \theta_i}{K_{i-(i+1)}} \right)$
1	349,7169	1	3695890,08	3695890,083	3695890,08	9,35E+11	3,95282E-06
2	349,7169	0,999996	3695890,08	3695875,474	7391765,56	9,35E+11	7,90563E-06
3	349,7169	0,999988	3695890,08	3695846,255	11087611,8	9,35E+11	1,18584E-05
4	349,7169	0,999976	3695890,08	3695802,428	14783414,2	9,35E+11	1,58111E-05
5	349,7169	0,99996	3695890,08	3695743,992	18479158,2	9,35E+11	1,97638E-05
6	349,7169	0,999941	3695890,08	3695670,947	22174829,2	9,35E+11	2,37164E-05
7	330,885	0,999917	3496870,15	3496579,885	25671409,1	19005976,6	1,350701917
8	86,908	-0,350785	918464,093	-322183,358	25349225,7	35635096,4	0,71135561
9	2258,293	-1,062141	23866169,2	-25349225,7	0	-	-

$$\omega = 801,09294742376 \text{ rad/sec}$$

i	I_i	θ_i	$I_i \omega^2$	$I_i \omega^2 \theta_i$	$\sum I_i \omega^2 \theta_i$	$K_{i-(i+1)}$	$\left(\frac{\sum I_i \omega^2 \theta_i}{K_{i-(i+1)}} \right)$
1	349,7169	1	224430789	224430789,2	224430789	9,35E+11	0,000240033
2	349,7169	0,99976	224430789	224376918,5	448807708	9,35E+11	0,000480008
3	349,7169	0,99928	224430789	224269189,8	673076898	9,35E+11	0,000719868
4	349,7169	0,99856	224430789	224107629,2	897184527	9,35E+11	0,000959556
5	349,7169	0,997601	224430789	223892275,4	1121076802	9,35E+11	0,001199013
6	349,7169	0,996402	224430789	223623180	1344699982	9,35E+11	0,001438182
7	330,885	0,994963	212345419	211275907,5	1555975890	19005976,6	81,8677156
8	86,908	-80,87275	55773201,2	-4510532285	-2954556395	35635096,4	-82,9114187
9	2258,293	2,038666	1449259330	2954556395	0	-	-



124. Harmonic coefficients C_h against mean indicated pressure for a four-stroke (a, b) and a two-stroke (c) Diesel engines

$$MEP = S_{11} \frac{p_i}{cm^2} = S_{11} \frac{kg}{cm^2}$$

The amplitude of the harmonic component in kg-cm is determined from the values of C_h in per cent:

$$T_h = \frac{C_h p_i \pi D^3}{100 \cdot 4} r = C_h \frac{\pi D^3}{4} r,$$

where D = piston diameter, cm ;

r = crank radius, cm ;

C_h = harmonic coefficient expressing the force per 1 cm^2 of the piston area.

The curves showing the relation between C_h and p_i are obtained from the harmonic analysis of the tangential force diagrams of four-stroke and two-stroke Diesels. It can be seen from the diagram that the amplitudes of the tangential force components diminish sharply with the increase of the harmonic order, i. e., the trigonometric series is of the rapidly-converging type.

The torque of the inertia forces of the reciprocating masses of the cylinder is expressed as

$$T_I = F r \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = -\frac{W}{g} r^2 \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

This expression can also be presented in the form of a series which after appropriate transformations and becomes:

$$T_I = \frac{W}{g} r^2 \omega^2 (0.25\lambda \sin \omega\tau - 0.5 \sin 2\omega\tau - 0.75\lambda \sin 3\omega\tau - 0.25\lambda^3 \sin 4\omega\tau - \dots)$$

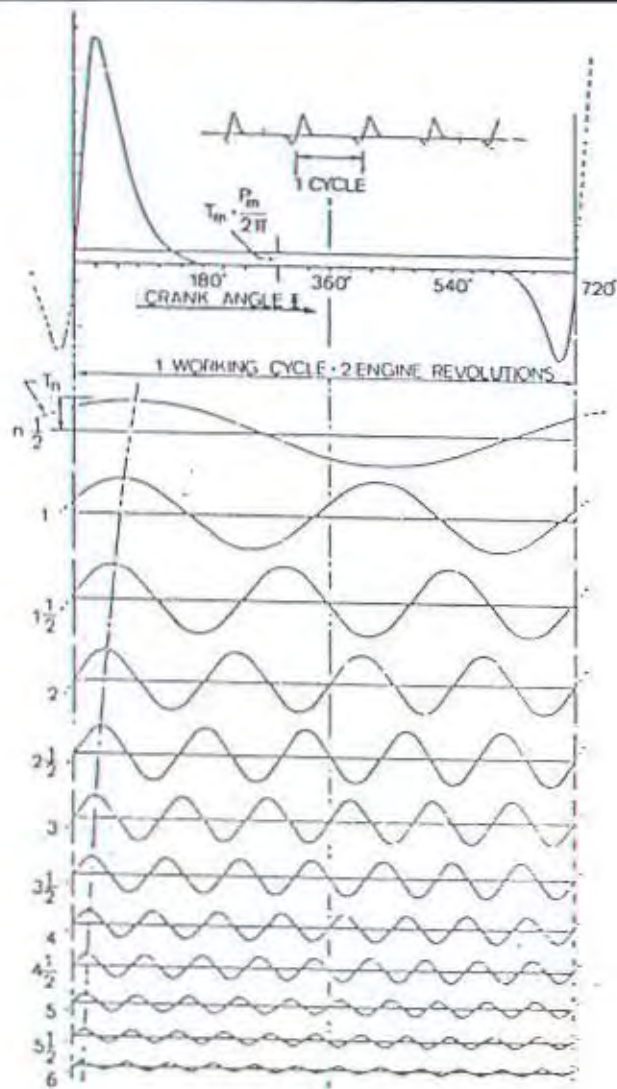
In practice, only the first, second and third harmonics are taken into account as having comparatively large numerical values.

$$T_1 = 0.25\lambda \frac{W}{g} r^2 \omega^2 \text{ kg-cm};$$

$$T_2 = -0.50 \frac{W}{g} r^2 \omega^2 \text{ kg-cm};$$

$$T_3 = -0.75\lambda \frac{W}{g} r^2 \omega^2 \text{ kg-cm}.$$

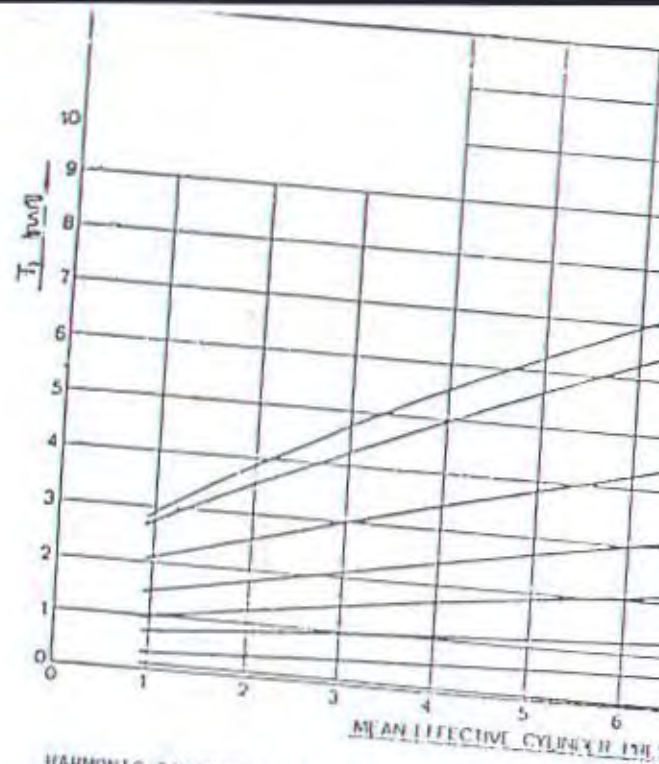
The harmonics of different orders of the inertia forces of the reciprocating masses are combined geometrically with the corresponding orders of the gas pressure forces. The elementary calculations of shaft torsional vibrations are



HARMONIC ANALYSIS OF TANGENTIAL EFFORT DIAGRAM, 4-STROKE CYCLE, SINGLE ACTING ENGINE.

Fig. 5.2

The magnitude of the harmonic tangential gas force components is strongly dependent on the engine mean effective pressure.



HARMONIC TANGENTIAL GAS PRESSURE COMPONENTS; T_j - DIESEL ENGINE.

5.1.1.1 Shafting components

Gearing assemblies may give rise to the following types

- excitation due to tooth engagements: excitation (number of teeth multiplied by RPM (vibr./min)).
- 1st order excitation (referred to gearwheel shaft R accumulative effect of pitch error, an isolated error eccentricity of wheel mounting and unbalance.
- 2nd order excitation (referred to gearwheel shaft R ovality.

PROPELLERS, SHAFTING, AND SHAFTING SYSTEM VIBRATION ANALYSIS

is greater for the five-bladed propeller than for the four or six-bladed propeller. For a single-screw ship using a propeller with an even number of blades, the thrusting forces of two opposite blades give rise to a larger total thrust and torque amplitude because opposite blades simultaneously pass through the slow water wakes at the top and bottom of the propeller disk. The transverse force and bending moment developed by each blade tend to be compensated by similar loads on the opposite blade.

For propellers having an odd number of blades, the blades pass the upper and lower high-wake regions alternately. The total thrust and torque variations are therefore smaller as compared with a propeller having an even number of blades. However, due to the alternate loading of the propeller blades, the transverse forces and bending moment do not cancel. Therefore, larger bending moments occur with a propeller having an odd number of blades.

The nonuniform character of the water inflow to the propeller can be resolved into Fourier components with the propeller rotational frequency (shaft frequency) as the fundamental [10]. Since it may be assumed that linearity exists between inflow velocity variations and propeller blade force variations, the Fourier components of the inflow velocity are also the Fourier components of the force of a single blade making one revolution. Only those harmonics of loading which are integral multiples of blade frequency (kZ) contribute to the unsteady thrust and torque, and only those harmonics of loading adjacent to multiples of blade frequency ($kZ \pm 1$) contribute to the unsteady transverse forces and bending moments [5]. All other harmonics of shaft frequency cancel when summed over the blades. The selection of the number of blades can be based on the relative strengths of the harmonics in the inflow water velocity to the propeller to minimize the alternating thrust and torque and bending moments.

Variable propeller forces, in addition to those resulting from a nonuniform water inflow, are generated as a result of the proximity of the hull to the propeller. Hull surface forces generated by the propeller are of the utmost importance when evaluating hull vibrations.

3.3 Torsional Loads. The torsional load on the shafting, which results in the steady torsional stress, is calculated from the output of the main engine. If the full-power shaft horsepower output, shp , of the main engine is developed at N rpm, then the steady torsional load, Q , on the shafting is:

$$Q = \frac{63,025 \text{ shp}}{N} \text{ in.-lb} \quad (2)$$

In the design of naval shafting systems, it is common practice to increase the torque calculated with equation (2) by 20 percent. The increase in design torque is an allowance in recognition of the additional torque developed during high-speed maneuvers, rough-water operations, foul-hull conditions, etc. During turns, the propeller rpm reduces without a corresponding reduction

Table 1 Ratio of Shaft Torque Measured During High-Speed Maneuvers to Normal Torque

Ship Type	No. of Shaft	Torque Ratio	
		Inboard	Outboard
Naval	4	1.2-1.4	1.2-1.3
Naval	1	1.1-1.2	
Merchant	2	1.2-1.3	
Merchant	1	1.1-1.3	

Table 2 Propeller Variable Torque Excitation Factors

No. of Propeller Blades	Torque Excitation Factor, r		
	3	4	5
Single-screw vessels	0.07-0.12	0.10-0.15	0.06-0.10
Twin-screw vessels with struts	0.02-0.05	0.02-0.05	0.02-0.05
Twin-screw vessels with bossings	0.04-0.08	0.04-0.06	0.04-0.06

Note: Excitation torque = rQ , where Q = mean torque.

in power; this results in a higher shaft torque. As the hull becomes foul, the ship speed reduces and full power is developed at a lower rpm; consequently, the torque loading on the shafting correspondingly increases. Since torque increases are normally not considered in merchant practice because merchant ships do not engage in extensive high-speed maneuvers. The torque increase (which is relatively small) due to hull fouling is accepted as a reduction in the factor of safety.

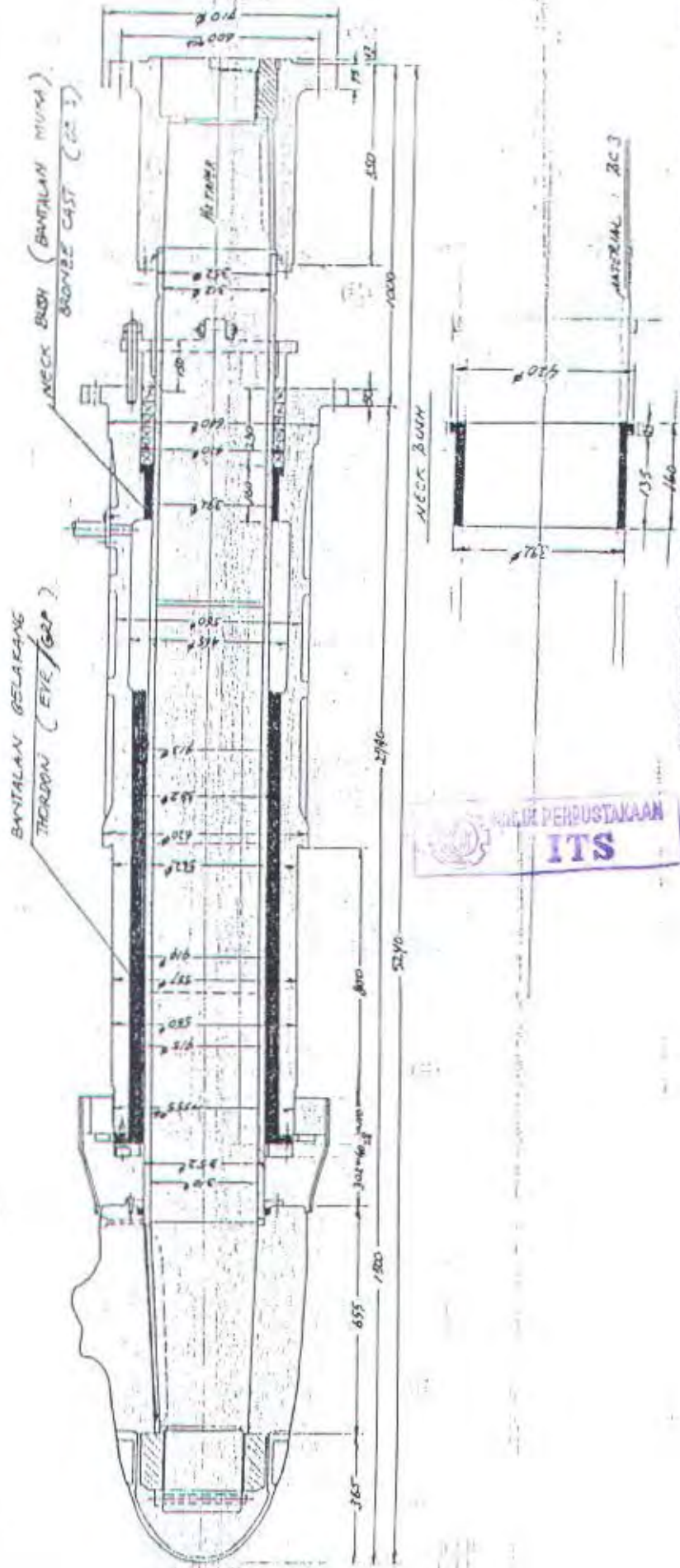
The torque increases measured during trials of single-screw and multiscrew ships in high-speed turns are given in Table 1. The torque ratio shown is the peak torque value observed during steering maneuvers divided by the torque at the start of the tests.

Alternating torsional loads on the shafting are generated by the propeller and occur at predominantly blade frequency as a result of the wake as discussed in Section 3.2. Although alternating loads can be generated by other sources, the propeller is the only one of practical importance, except in diesel propulsion plants, where the cyclic engine torque is significant. Shafting systems are carefully designed to avoid torsional resonant frequencies at full power; therefore, alternating torsional loads are not considered to be amplified by resonance. The range of magnitude of the forced torsional alternating loads is given in Table 2. It will be noted that the variable torque can be of a significant magnitude even without magnification.

3.4 Thrust Loads. The magnitude of the steady thrust load on the shafting system is equal to the tow resistance of the ship at the speed corresponding to maximum design power, corrected by the interacting effect of the propeller and hull as the propeller pushes the ship. This interaction effect is known as the thrust deduction [1]. The value of the design thrust can be obtained from the powering calculations or from model basin tests of the ship. For preliminary design purposes

STERN TUBE

KM SURYA TULUS



BIRO KLASIFIKASI INDONESIA
RAN UJI BAHAN (Material Test Report)

No. : 0170-SB/C1/2001
 Bahan uji : Round bar forged steel Pembuat :
 Diameter : 360 mm Pemohon : PT. PELAYARAN SURYA
 Panjang : 6050 mm Aplikasi :
 Jumlah : 1 (satu) buah Lab/Tempat & tgl. Uji : Lab. ITS/ 1 - 3 Maret 2001
 Poros baling-baling Lab/Place & date of test
 No. Lap. Uji Lab. : 79/N.13/2/PM/2001
 No. of Lab. Test report : 067/LP/TP/03/01

1 (Test result)

uji sesuai Peraturan/Standar : Rule for material volume V
 sesuai accord. to Rules/Standard : BIRO KLASIFIKASI INDONESIA
 Material : Carbon steel

MEKANIK (Mechanical Test)

No. Benda Uji piece Code	Arah/ Direction l, t, q, r, z*	Uji Tarik Tension test				Uji Kekerasan/ Hardness Test HB <input type="checkbox"/> HR <input type="checkbox"/> HR <input type="checkbox"/>
		Batas Ulur Yield Point/ R_{el} (N/mm ²)	Kuat Tarik Tensile strength/ R_m (N/mm ²)	Regang Elongation/ A_5 (%) Min	Reduksi Luas Reduction in area/ z (%) Min	
Yang disyaratkan required value	1	320	400 - 800	17	40	-
Uji - 131	1	345,5	638,3	23	46,6	-

No. Benda Uji piece Code	Arah/ Direction l, t, q, r, z*	Uji Takik (Joule) ISO-V <input checked="" type="checkbox"/> ISO-U <input type="checkbox"/> Impact Test					Uji Lengkung Bending Test		
		Temp. °C	1	2	3	Rata-rata Average	Ø Mandrel Mandrel (mm)	Sudut Lengkung Bending angle	Hasil Result
Yang disyaratkan required value	1	20°				≥ 18	-	-	
Uji - 131	1	20°				26	-	-	

IA (Chemical Test)

No. Benda Uji piece Code	Komposisi Kimia / Chemical Composition (%)									
	C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	Ni	Mo	
Yang disyaratkan required value	≤ 0,5	≤ 0,45	0,03 - 1,7	≤ 0,035	≤ 0,035	≤ 0,3	≤ 0,3	≤ 0,3	≤ 0,08	
Uji - 131	0,49	0,22	0,75	0,009	0,017	0,032	0,06	0,035	0	

Physical test and chemical test
 section.

Surabaya, 6 Maret 2001

Place & Date
 SURABAYA
 SUWANDI

Purchaser Takazawa Mfg. Co., Ltd.

Order No. T-00-11-1320

Material No. -

Engine No. -

Works No. -

Drawing No. -



Shimizu Steel Co. Ltd. Utsunomiya Plant

8-4 Kiyohara Industrial Park, Utsunomiya, Japan

CERTIFIED MATERIAL TEST REPORT

Description

Coupling

Sheet No.

Date tested

Shimizu No.

Material Grade

Testing machine No.

Date of sampling

Date of sampling													
Requirements at piece No	Quantity	Weight as forged kgs	T.P. direction	Tensile Test						Bend Test		Impact Test	
				T.P. size		Yield Point	Tensile Strength	Elongation	Reduction of Area	Internal Radius	Angle	Charpy notch : J/cm ²	Temp. :
				Dia	Gauge Length								
				mm	mm	N/mm ² min	N/mm ² min	% min	% min	mm		mm	
01246	1	1,120	T	14.0	70.0	220	440	18	35	-	-	-	-
						328	481	28.7	50.0	-	-	-	-

T.P. No. (P.C. No.)	Elements	C	Si	Mn	P	S				
	Requirements	max	.15	.30	max	max				
	(UT No)	.60	-.45	-1.50	.030	.035				
01246	C4091	.21	.25	.79	.013	.012				
(01246-01)										
Maker										

(01246-01)

Maker

Mitsubishi Steel Mfg. Co., Ltd.

Dimensions as R.M. / 図面	Forging Ratio	Heat Treatment	Remarks
715φ X 229φ X 555L 680Kg	6.0, 2.5	860°C X 11H, A.C.	UT : Good

NO.MA 00 TK- 26186 DATE 15

We hereby certify that the item described has been tested and examined in accordance with the Rule requirements (specifications) and found to be satisfactory.

Stamp: *NR 439* NIPPON KAIJI KYOKAI, TO

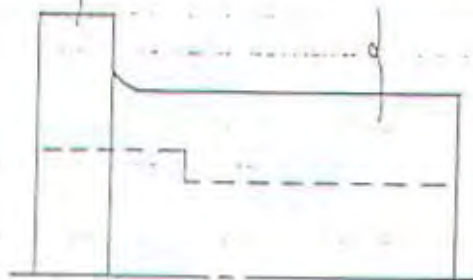
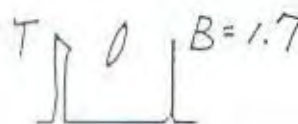
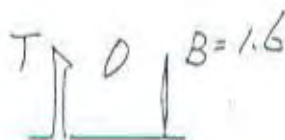
超音波探傷試験成績表

Record of Ultrasonic Examination

書類番号

Sheet No. 11012461

文主 Purchaser	氏名 株式会社高澤製作所	数量 Quantity	1PC
文番号 P. O. No.	T-00-11-1320	材質 Material grade	KSF 45
工事番号 Works No.	-	図面番号 Drawing No.	-
検査番号 Charge No.	04091	製鋼所 Steel maker	三菱製鋼株
製造番号 MFG. No.	01246-01	-	-
検査器具 Equipment Used	SM90D	探検子 Searching Unit	2.5MHz, 20P
面状態 Face Condition	機械加工面	探傷部位 Searching Position	4線
検査物質 Test Substance	マシン油	探傷感度 Sensitivity	$B_1 = 20\% + 6dB$
用Spec. Spec. No.	鍛鋼品の超音波探傷検査に関する検査要領	判定基準 Judgment Standard	同左表 3



判定
Acceptance

検査者
Inspected by

検査日
Date

品質保証課長
Chief of Quality Assurance Section

検査者
Tested by

検査日
Date

検査成績表

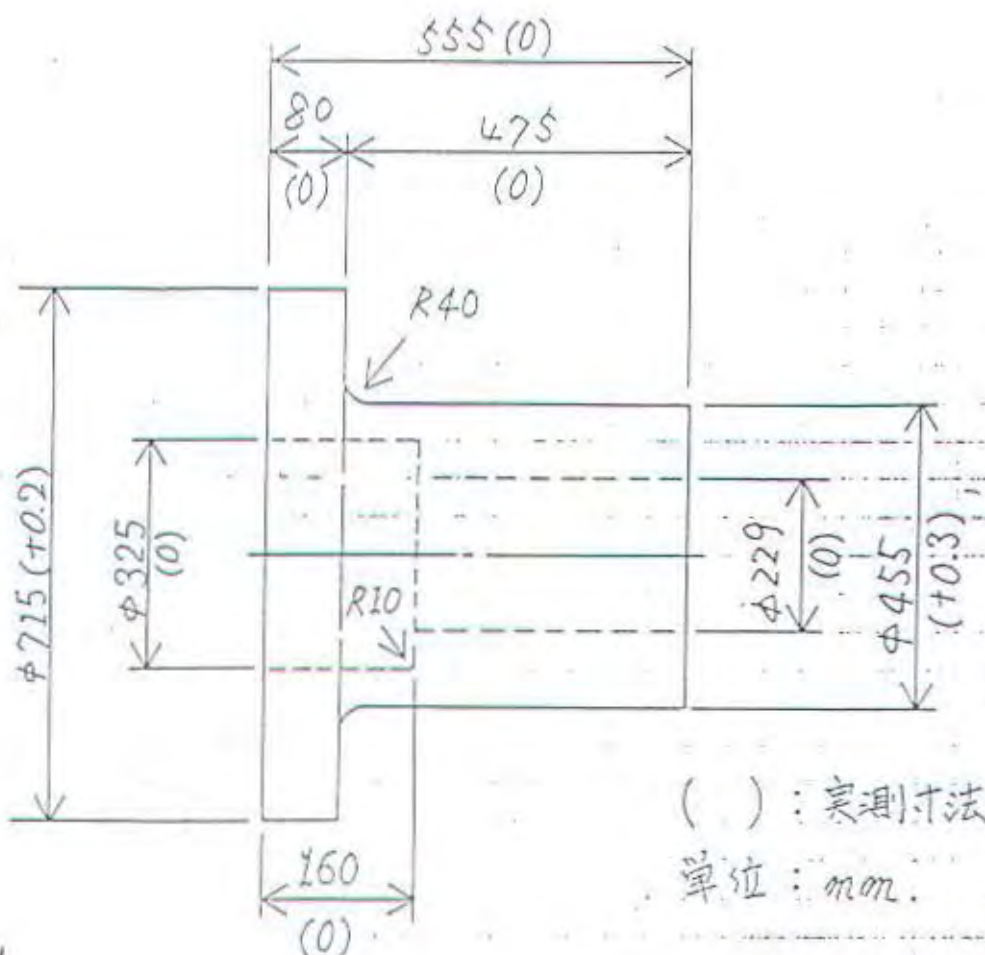
Inspection Record

書類番号

Sheet No. D012461

注文書 Order No.	株式会社 高澤製作所様	数量 Quantity	7 PC
品名 Description	1.17" = 7"	材質 Material	KSF45
文番号 No.	T-00-11-1320	製鋼所 Steel maker	三菱製鋼(株)
部番号 Parts No.	-	溶解番号 Charge No.	C4091
面番号 Drawing No.	-		
造番号 G. No.	01246-01		

50S
▽



2000
定

検査者
Inspected by

御立会日
Date

品質室長
Chief of QA Section

検査員
Inspected by

検査日
Date

清水鋼鉄株式会社 平都宮製作所
Shimizu Steel Co., Ltd. Utsunomiya Plant

N.K. 設計規則による羽根厚計算
CALCULATION OF BLADE THICKNESS ACCORDING TO N.K. RULE.

$$t = \sqrt{\frac{K_2 \cdot H}{K_2 \cdot Z \cdot N \cdot 2}} = \sqrt{\frac{16.1 \times 3800}{0.7460 \times 4 \times 230 \times 2 \cdot 5}} \\ = \sqrt{200.09} = 14.15 \text{ cm}$$

設計寸法 $\frac{\text{設計寸法}}{\text{規定寸法}} = 14.80 \text{ cm} > 14.15 \text{ cm} = 50\%$

- 半径 $O/2.5 D$ における羽根の厚さ
t : THICKNESS OF BLADE AT ONE-QUARTER RADIUS
- プロペラの直径
D : PROPELLER DIAMETER $3,250$
- 主機関の連続最大出力
H : B.H.P. AT MAXIMUM CONTINUOUS RATING $3,800$
- プロペラの連続最大回転数を $1/100$ で示した値
N : R.P.M. AT MAXIMUM CONTINUOUS RATING 230
- 羽根の数
Z : NUMBER OF BLADES 4
- 半径 $O/2.5 D$ における羽根の巾
ℓ : WIDTH AT ONE-QUARTER RADIUS 72.5
- 半径 $O/2.5 D$ における羽根のピッチ
P : PITCH AT ONE-QUARTER RADIUS $2,100$
- 半径 $O/3/5 D$ における羽根のピッチ
P : PITCH AT SEVEN-TENTHS RADIUS $2,100$
- 羽根先端におけるレーキ
E : BLADE BAKE 28.5
- 軸中心線上における羽根の仮設厚さ
t₀ : MAX. THICKNESS ON SHAFT CENTER LINE 19.30
- 第 3.3-4 図に与えられる値
K₂ : CONSTANT AS GIVEN IN TABLE 3.3.4 16.1
- 定数 $(K_2/H_2(1))$
K : MATERIAL CONSTANT (KNBSCL) 1.0

$$K_2 = K - \left(19.2 \frac{E}{t_0} + 1.71 \right) \frac{D^2 N^2}{1000}$$

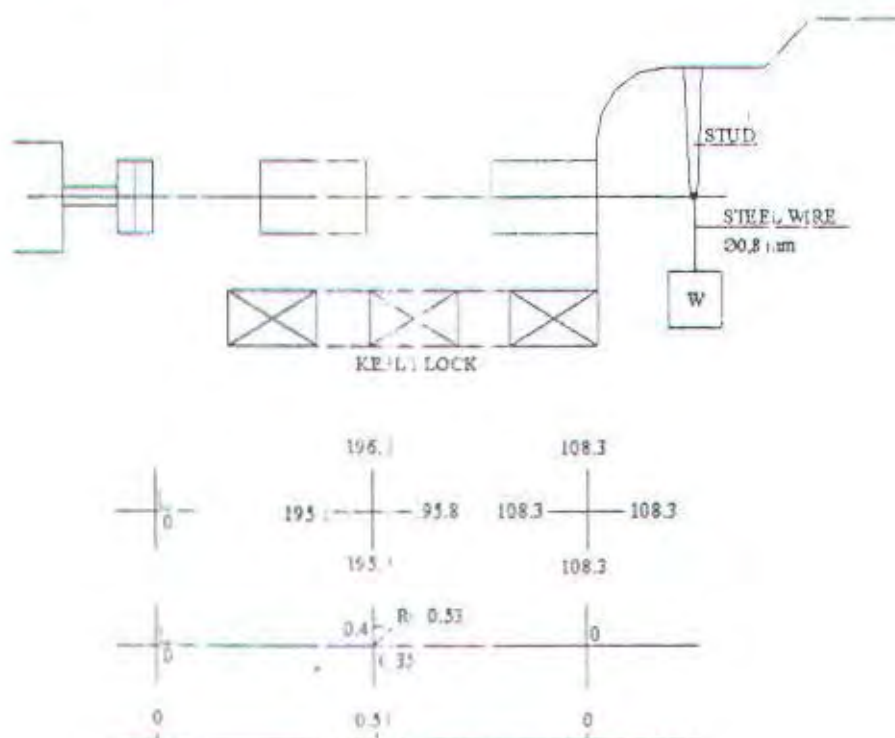
$$= 1.0 - \left(19.2 \frac{28.5}{19.30} + 1.71 \right) \frac{3,250^2 \times 230^2}{1000} = 0.7460$$

NOMOR : EG /RB00/2/02	TANGGAL 11.01.2002	REVISI : 0	HALAMAN 1 DARI 2	LAMPIRAN :
KAPAL/PROYEK : KM. SURYA TULUS	NOMER PROYEK : R22 3A	KK :	ITEM/ESWBS :	

TINJAUAN HASIL ALIGNMENT PROPULSION SYTEM KM. SURYA TULUS

I. DATA

1. Pengukuran :
 - a). Alignment Shaft System
- Tgl : 25 - 05 - 2001



DIBUAT : Hendry Saturin	T. TANGAN <i>[Signature]</i>	TANGGAL 11/1/02	APPROVAL : JUI (BILA DIPERLUKAN) CKM :	T. TANGAN	TANGGAL
DIPERIKSA : Ir. Tri Supiono MT	<i>[Signature]</i>	11/1/02			
DITETAPKAN : Ir. Agus P. Msc	<i>[Signature]</i>	11/1/02			
DISTRIBUSI :					

NOMOR : 66/K500/E/02	TANGGAL : 11.01.2002	REVISI : 0	HALAMAN : 2 DARI 2	LAMPIRAN :
KAPAL/PROYEK : KM. SURYA TULUS	NOMER PROYEK : 100 SRT XA	KK :	TEM/ESWBS	

b). Crank shaft deflexion

Tgl : 22 - 08 - 2001

Max 0.04 mm

c). Alignment Engine terhadap Intermediate Shaft

Tgl : 09 - 08 - 2001

a. Round = 0,02

b. Face = 0,10

d). Clearance

a. Propeller Shaft to Bearing Rubber Max = 1.5 mm

b. Intermediate Shaft to Thrust Block Bearing Max = 0.5 mm

II. TINJAUAN

Ref. Flange fly wheel

1. Aligment shaft system dengan menggunakan steel wire diameter 0,8 mm dengan load = 50 kg.

a. DIVIATION max 1.53 mm

2. Crank Shaft deflexion dengan Intermediate

a. Round = 0.02

b. Face = 0.10

III. KESIMPULAN

Berdasarkan tinjauan - tinjauan tersebut diatas dapat disimpulkan bahwa :

1. Dudukan shaft system tidak terjadi mis alignment (dalam range standart)

標準

NK

A33-45C-1001

R.R. 鍛造クランク軸

軸系計算書 (日本海事協会鋼船規則による)

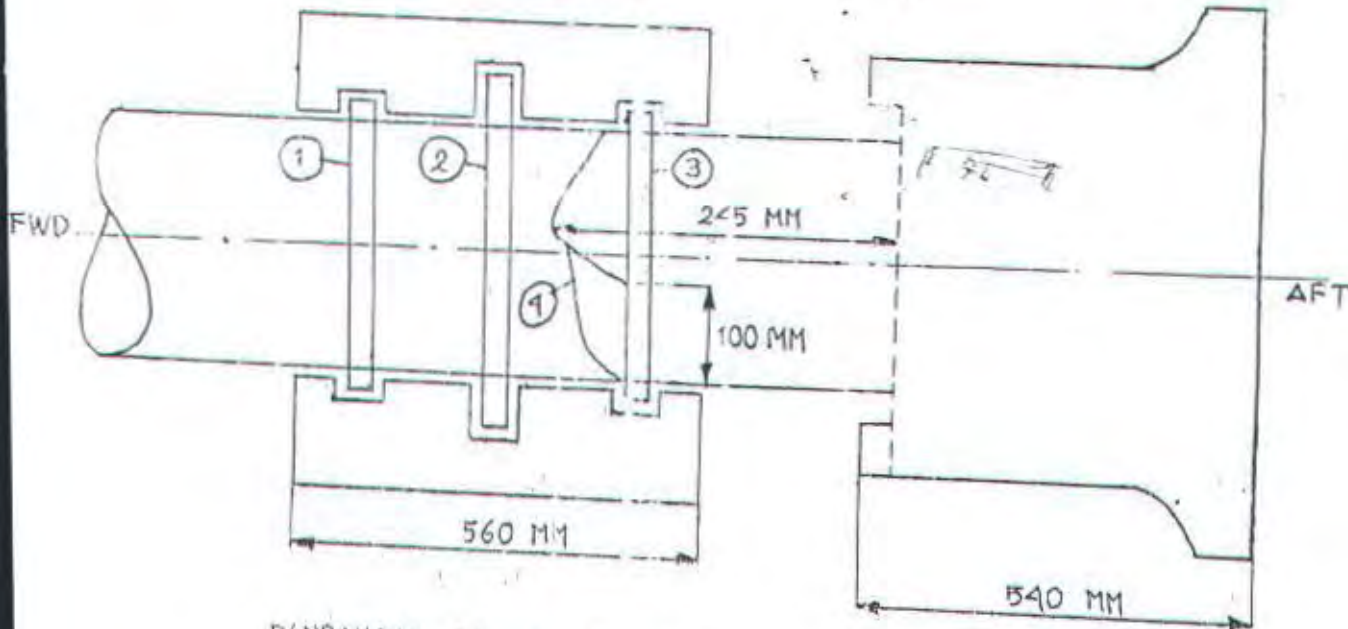
機 関 主 要 目

進 続 最 大 出 力	H = 3800	PS
進 続 最 大 回 転 数	R = 230	rpm
シ リ ン ダ 数	6	
シ リ ン ダ 径	D = 450	mm
ス ト ロ ー タ	S = 750	mm
シリンダ内最大圧力	P = 85	kg/cm ²
平均有効圧力 (制動)	P _b = 10.39	kg/cm ²
平均有効圧力 (図示)	p = 11.54	kg/cm ²
機 械 効 率 (過 給 時)	η = 90	%

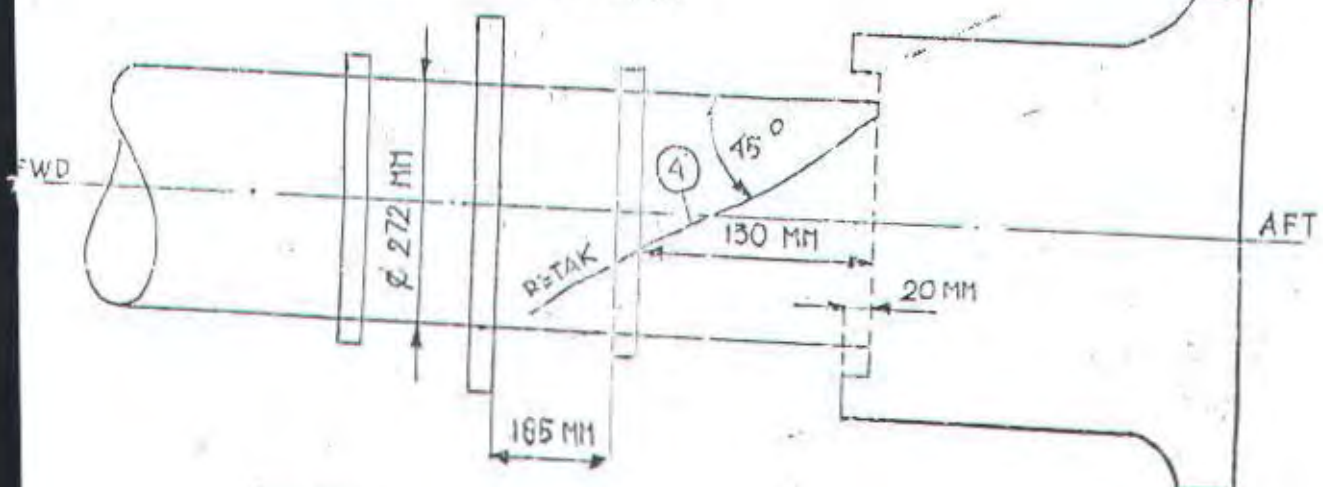


SKETCH PLUMBER BLOCK DAN INTERMEDIATE
SHAFT YANG REJAK

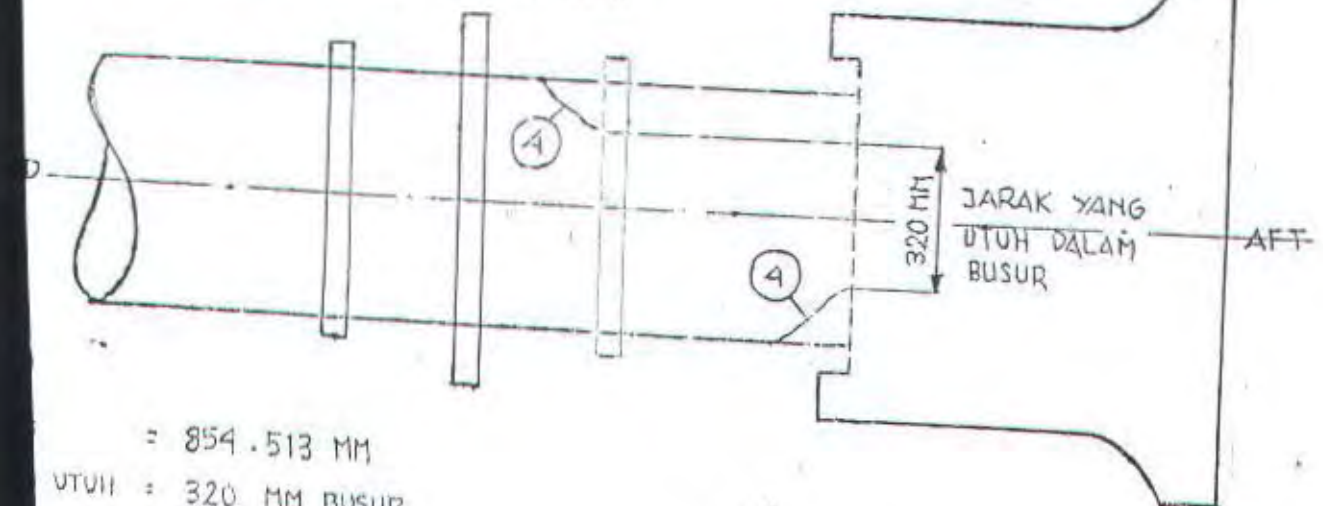
PANDANGAN DEPAN



PANDANGAN SAMPING KANAN



PANDANGAN SAMPING KIRI



= 854.513 MM

UTUH = 320 MM BUSUR

JARAK LUMAS DEPAN

JARAK LUMAS BELAKANG

0.05 MM



LABORATORIUM KONSTRUKSI DAN KEKUATAN

JURUSAN TEKNIK PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

Gedung W Lt. 1, Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111
Telp./Fax. 031 599-4933, HP. 0816 542-8017

REPORT ON TEST RESULT NO. : 02017/PT.12.LK/K/P/2002

: February 13, 2002

IAL TEST : Carbon Steel, dia. 270 mm, Intermediate Shaft KM. SURYA TULUS

ENCE : BKI

FROM : PT. PELAYARAN SURYA

Jl. Perak Timur 314 - 316, Surabaya

QUAL	SAMPLE SPECIFICATION						TENSILE TEST RESULTS				REMARK
	WIDTH	THICK	DIA	CSA	F _u	F _y	TENSILE STRENGTH	YIELD STRENGTH	ELONGAT ION	REDUCT OF AREA	
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm ²)	(kN)	(kN)	(kgf/mm ²)	(kgf/mm ²)	(%)	(%)	
pod	-	-	14,10	156,07	77,00	43,50	50,32	28,43	27,14	58,35	
pod	-	-	14,15	157,17	78,50	46,00	50,94	29,85	27,57	58,64	
pod	-	-	14,30	153,86	74,00	43,50	49,06	28,84	30,29	59,13	
pod	-	-	13,90	151,67	73,50	43,00	49,43	28,92	29,93	58,54	

CHEMICAL TEST

MATERIAL	Fe	C	Si	Mn	P	S	Nb	Cu	Cr	Ni
A	99,3475	0,2790	0,3060	0,5887	0,0065	0,0129	0,0010	0,2181	0,0814	0,0895
	Mo	V	Al	Sn	Ca	Co	CE			
	0,0205	0,0000	0,0069	0,0279	0,0000	0,0138	0,4691			
MATERIAL	Fe	C	Si	Mn	P	S	Nb	Cu	Cr	Ni
B	98,4091	0,2586	0,2980	0,5690	0,0059	0,0103	0,0009	0,2144	0,0800	0,0878
	Mo	V	Al	Sn	Ca	Co	CE			
	0,0197	0,0000	0,0065	0,0259	0,0002	0,0137	0,4432			

BRINELL TEST (BRINELL)

Material	R	1/2 R	1/4 R	Surface	Code Material	R	1/2 R	1/4 R	Surface
A1	122	127	124	133	B1	125	125	126	134
A2	124	124	124	131	B2	127	127	124	132
A3	124	124	124	135	B3	128	126	124	131
age A	123,33	125,00	124,00	133,00	Average B	126,67	126,00	124,67	132,33

This report is valid only for the specimen tested on the Laboratory of Strength & Construction
and can not be used by third parties.

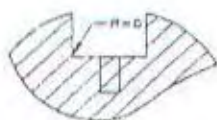
by,
er Surveyor :
Siswowardana

Head of Strength and
Construction Laboratory

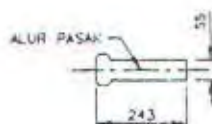
Wing Hendropasetyo, M.Eng.
NIP. 132 133 972

LAMPIRAN :

INTERMEDIATE SHAFT



ALUR PASAK

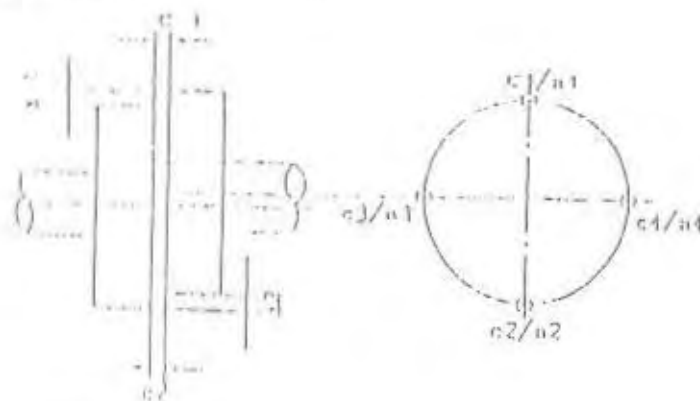


PROTOKOL PEMERIKSAAN / PENGUJIAN

R 24

NOMOR	: 221/RSOI/VJ /2001	TANGGAL	: 26-06-2001	HALAMAN	: 1 DARI 1
NOMOR PROYEK	: RO. SRT-XA. PURTA	MACAM PEKERJAAN	: ALIGNMENT ENGINE		
NOMOR KK	: 341	NO. TEST SPESIFIKASI	: DENGAN INTEN		
NO. ITEM/ESWIS	: 0503-00	NO SPK / SPRIN			
PESAWAT	: AS PROP	TAHAPAN TEST			

HASIL PERIKSA / UJI : ALIGNMENT



DIAMETER EOPIC =

ROUND	FACE	KETERANGAN
$\begin{array}{c} \text{C1} \\ \\ \boxed{0,00} \\ \\ \text{C2} \end{array}$	$\begin{array}{c} \text{C1} \\ \\ \boxed{0,00} \\ \\ \text{C2} \end{array}$	ATAS = C1/a1 BAWAH = C2/a2 KIRI = C3/a3 KANAN = C4/a4
$\begin{array}{c} \text{C1} \\ \\ \boxed{0,00} \\ \\ \text{C2} \end{array}$	$\begin{array}{c} \text{C1} \\ \\ \boxed{0,00} \\ \\ \text{C2} \end{array}$	

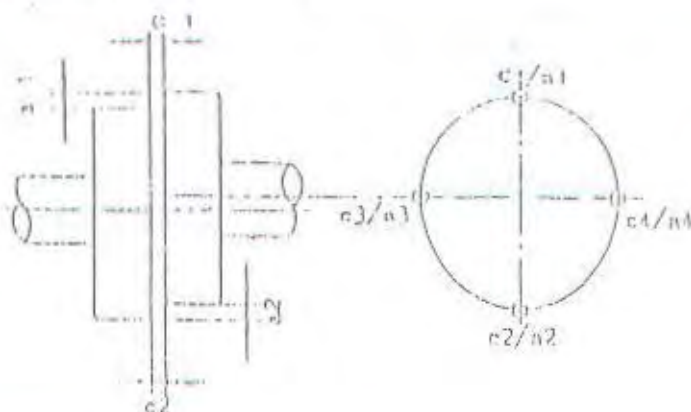
STANDARD	MAX. W.T.	SARAN
CE : 0,10		mm →
OND : 0,05		mm

CATATAN : * HASIL ALIGNMENT AS PROPELLER THD WITHIN ENGINE FACE SUPRYA DIPERIKSI.
POGRI ROUND PROK

SURVEYOR	OWNER	PETARJANA	INSPEKTUR QA

NOMOR	: 279 / R6.01 / VIII / 2001	TANGGAL	: 9 - 8 - 2001	HALAMAN	: ... 1 ... DARI ...
NOMOR PROYEK	: ROSRTXA	MACAM PEKERJAAN	ALIGNMENT ENGINE DENGAN INTER ME		
NOMOR KK	: 347	NO TEST SPESIFIKASI			
NO. ITEMESWBS	: 2000 - 00	NO. SPK / SPRIN			
PESAWAT	: MPK	TAHAPAN TEST			

HASIL PERIKSA / UJI : ALIGNMENT



DIAMETER KOPLE =

ROUND	FACE	KETERANGAN
<div style="text-align: center;"> $\begin{matrix} a1 \\ \boxed{0,00} \\ \\ \boxed{-0,05} \text{ --- } \boxed{-0,07} \\ \\ \boxed{-0,02} \\ a2 \end{matrix}$ </div>	<div style="text-align: center;"> $\begin{matrix} c1 \\ \boxed{0,00} \\ \\ \boxed{+0,10} \text{ --- } \boxed{0,00} \\ \\ \boxed{+0,10} \\ c2 \end{matrix}$ </div>	ATAS = C1/a1 BAWAH = C2/a2 KANAN = C1/a4 KIRI = C3/a3 ALAT YANG DIGUNAKAN DIAL INDIKATOR

STANDAR	MAX. W.L.	SATUAN
FACE	0,00	mm
ROUND	0,05	mm

CATATAN:

HASIL ALIGNMENT ENGINE TERHADAP INTER MEDIUM
SHAFT (MAGIN BAK)

SURVEYOR

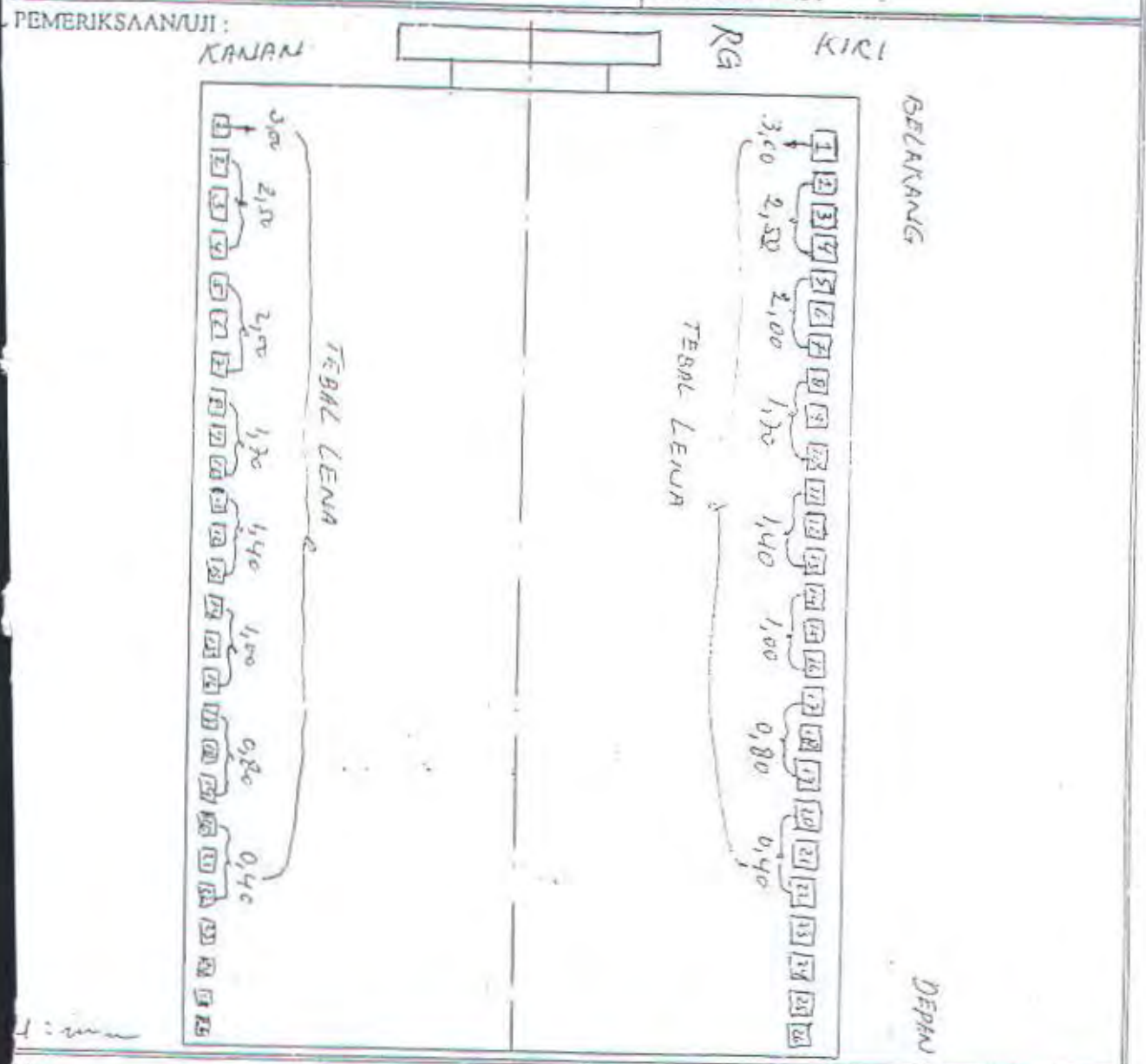
OWNER

STIP SUP

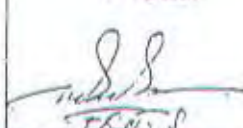
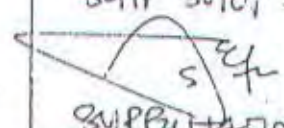
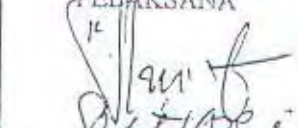

PELAKSANA

INSPEKTUR QA

OR : 220/R6.01/VIII/2001	TANGGAL : 9 - 8 - 2011	HALAMAN : 3 DARI 3
OR PROYEK : RO-SRT-XA	MACAM PEKERJAAN :	
OR KK : 347	NO. TEST SPESIFIKASI :	
TEMESWBS : 2000 - 00	NO. SPK / SPRIN :	
WAT : MPK	TAHAPAN TEST :	



DATA TERSEBUT DIATAS UNTUK DIRETAHUI.

PEYOR	OWNER	SHIP SETUP	PELAKSANA	INSPECTOR QA
	 KOS. S	 SUPPLIANTIN	 PUTRI	 KOS. S

PRO4C024), Tgl. terbit : , Revisi : , Lembar : 1 dari 1